

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ І МАШИН

«На правах рукопису»

УДК _____

До захисту допущено

В.о. завідувача кафедри

(підпис) О.В.Шевченко
(ініціали, прізвище)

“ ____ ” _____ 2019 р.

Магістерська дисертація
на здобуття ступеня магістра
зі спеціальності 131 Прикладна механіка

на тему _____
Діагностування стану металорізального верстата
та шляхи зменшення вібрацій

Виконав : студент _____ ІІ курсу , групи МВ – 81мп

Біленко Владислав Олександрович

(прізвище ім'я по батькові)

(підпис)

Науковий керівник _____ к.т.н., доцент Даниленко О.В.

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Консультант з розділу _____

(посада, науковий ступінь та вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент:

доцент, ктн., доцент Скуратовський А.К.

(посада, наукова ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ - 2019

Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського”
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра конструювання верстатів і машин

Рівень вищої освіти другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 131 Прикладна механіка

Спеціалізація Технології комп'ютерного проектування
верстатів, роботів і машин

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

_____ О.В. Шевченко

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2019 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ ДИСЕРТАЦІЮ СТУДЕНТУ

Біленку Владиславу Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Діагностування стану металорізального верстата
та шляхи зменшення вібрацій

науковий керівник дисертації Даниленко О.В., к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від “ _____ ” № _____

2. Термін подання студентом дисертації _____

3. Об'єкт дослідження: токарно-гвинторізний верстат мод. 1K62

4. Вихідні дані: технічна документація на верстат

5. Перелік завдань, які потрібно розробити аналіз методів і засобів здійснення
діагностики стану технологічного обладнання; аналіз можливих джерел вібрацій; аналіз
шляхів зменшення вібрацій; опис базового верстата; розрахунок частот коливань,
обумовлених кінематикою верстата; методика досліджень; аналіз віброакустичних
характеристик верстата; моделювання шпинделя верстата засобами Autodesk Inventor;
розробка приводу з безступінчатим регулюванням

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу 1) Загальний вид верстату; 2) Аналітично-інформаційне дослідження; 3) Кінематична схема; 4) Розгортка КШ та ШВ; 5) Моделювання шпинделю методом скінченних елементів в Autodesk Inventor; 6) Додаткове оснащення; 7) Робочі креслення;

7. Орієнтовний перелік публікацій _____

8. Консультанти розділів проекту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

9. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	28.10 - 03.11	
2	Опис конструкції базового верстату	04.10 – 06.11	
3	Розрахунки частот коливань верстату	07.11 – 12.11	
4	Проведення експерименту з дослідження віброактивності досліджуваного верстату	13.11 – 16.11	
5	Розробка шляхів зменшення вібрації	17.11 – 25.11	
6	Додаткове оснащення	26.11 – 30.11	
7	Оформлення креслень і ПЗ	01.12 – 10.12	

Студент _____ Біленко В.О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Науковий керівник дисертації _____ к.т.н., доцент, Даниленко О.В.

РЕФЕРАТ

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Робота містить 130 сторінок, 31 рисунок і 13 таблиць, список літератури з 52 джерел і додатки на 31 сторінці.

Актуальність теми. Оскільки в останні часи кількість дрібних підприємств в промисловості лише збільшується, все частіше постає проблема підтримання і перевірки стану обладнання. Проведення постійного спостереження за станом обладнання є одним із шляхів до вирішення цієї проблеми. В сучасну еру постійного розвитку технологій, напевно кращої альтернативи простому, але доволі інформативному методу віброакустичної діагностики, поки що не знайшли. Адже, періодично отримуючи дані спектральних характеристик вібраційних параметрів машини, забезпечується можливість постійного порівняння отриманих даних з попередніми і робити висновки щодо зміни стану обладнання.

Мета і задачі дослідження. Метою даної дисертаційної роботи є дослідження стану металорізальних верстатів на основі проведення аналізу коливальних процесів динамічної системи верстата та розробка шляхів зменшення вібрацій.

Для досягнення мети даної дисертаційної роботи було поставлено і вирішено такі задачі:

1. Проведено огляд варіантів проведення діагностування стану металорізальних верстатів, визначено варіанти можливих шляхів зі зниження віброакустичної активності верстатів.
2. Проведено аналіз процесів динамічної системи верстату задля виявлення основних джерел збурень коливань (вібрацій), визначено найбільш суттєві джерела збурень, віброакустичну активність яких, можна знизити змінами конструкції вузлів верстату чи змінами в кінематичній схемі.
3. Запропоновано практичні шляхи, використання яких забезпечить зниження рівню вібрацій, а також підвищення характеристик.

Об'єкт і методи досліджень. Об'єктом досліджень є токарно-гвинторізний верстат мод. 1K62. В даній роботі проводилося дослідження його стану методом проведення віброакустичної діагностики.

Наукова новизна одержаних результатів. Проведено аналіз віброактивності елементів приводу головного руху верстату, а саме шпиндельного вузла, електродвигуна і зубчастих передач. Запропоновано і реалізовано методику, завдяки якій забезпечується можливість підтримання верстату у робочому стані, шляхом проведення робіт з оцінки поточного стану верстату (діагностики).

Практичне значення одержаних результатів. Запропоновано методику вібраційної діагностики верстату, а також пропозиції можливих до застосування шляхів з зменшення вібрацій. Запропоновано варіант модернізації приводу головного руху на привід з безступеневим регулюванням; ряд рішень з вдосконалення зубчастих передач і підшипникових опор; варіанти проведення віброізоляційних робіт, а саме можливість встановлення верстату на віброізолятори (віброопори чи віброізоляційні килимки) або на фундамент.

Ключові слова: діагностування, верстат, вібрації, коливання, віброактивність, дефекти, зубчасті колеса, зубчасті передачі, перезачеплення, аналіз.

ABSTRACT

Structure and scope of work. The dissertation consists of an introduction, three sections, conclusions, a list of sources used, annexes. The work contains 130 pages, including 31 figures and 13 tables, a list of literature from 52 sources, annexes on 31 pages.

Actuality of theme. As the number of small businesses in the industry has only recently increased, the problem of maintaining and checking the status of equipment is becoming increasingly common. Continuous monitoring of equipment is one way to resolve this issue. In the modern era of continuous development of technologies, probably the best alternative to a simple but rather informative method of vibroacoustic diagnostics has not yet been found. After all, by periodically receiving the data of the spectral characteristics of the vibration parameters of the machine, it is possible to constantly compare the obtained data with the previous ones and make conclusions about the change of the equipment.

The purpose and objectives of the study. The purpose of this dissertation is to study the state of metal-cutting machines on the basis of the analysis of oscillatory processes of the dynamic system of the machine and to develop ways to reduce vibrations.

To achieve the goal of this dissertation, the following tasks were set and solved:

1. An overview of the options for diagnosing the state of metal-cutting machines was conducted, options for possible ways to reduce the vibroacoustic activity of the machines were determined.

2. The analysis of the processes of the dynamic machine system in order to identify the main sources of vibrations (vibrations), identified the most significant sources of disturbances, the acoustic activity of which can be reduced by changes in the design of machine components or changes in the kinematic scheme.

3. Practical ways are suggested which use will provide vibration reduction and increase of characteristics.

Object and methods of research. The object of research is a lathe screw-cutting machine. 1K62. In this work, the study of its condition was carried out by the method of vibroacoustic diagnostics.

Scientific novelty of the obtained results. The analysis of the vibration activity of the elements of the drive of the main movement of the machine, namely the spindle

assembly, the electric motor and the gears. A method is proposed and implemented, which provides the possibility of maintaining the machine in working order, by performing work on the assessment of the current state of the machine (diagnostics).

The practical significance of the results obtained. The technique of vibration diagnostics of the machine is offered, as well as suggestions for possible ways to reduce vibrations. The option of modernization of the drive of the main movement on the drive with stepless adjustment is offered; a number of solutions for improving gears and bearing supports; variants of carrying out of vibration isolation works, namely possibility of installation of the machine on vibration isolators (vibration supports or vibration isolation mats) or on the base.

Key words: diagnostics, machine, vibration, fluctuation, vibration activity, defects, gears, gears, gearing, analysis.

РЕФЕРАТ

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, трех глав, заключения, списка использованных источников, приложений. Работа содержит 130 страниц, в том числе, 31 рисунок и 13 таблиц, список литературы из 52 источников, а также приложения на 31 странице.

Актуальность темы. Поскольку в последнее время количество мелких предприятий в промышленности только увеличивается, все чаще встает проблема поддержания и проверки состояния оборудования. Проведение постоянного наблюдения за состоянием оборудования является одним из путей к решению этой проблемы. В современную эру постоянного развития технологий, наверное лучшей альтернативы простому, но достаточно информативному методу виброакустической диагностики, пока не нашли. Ведь, периодически получая данные спектральных характеристик вибрационных параметров машины, обеспечивается возможность постоянного сравнения полученных данных с предыдущими и делать выводы об изменении состояния оборудования.

Цель и задачи исследования. Целью данной диссертационной работы является исследование состояния металлорежущих станков на основе проведения анализа колебательных процессов динамической системы станка и разработка путей уменьшения вибраций.

Для достижения цели данной диссертационной работы были поставлены и решены следующие задачи:

1. Проведен обзор вариантов проведения диагностирования состояния металлорежущих станков, определены варианты возможных путей по снижению виброакустической активности станков.

2. Проведен анализ процессов динамической системы станка для выявления основных источников возмущений колебаний (вибраций), определены наиболее существенные источники возмущений, виброакустический активность которых, можно снизить изменениями конструкции узлов станка или изменениями в кинематической схеме.

3. Предложены практические пути, использование которых обеспечит снижение уровня вибраций, а также повышение характеристик.

Объект и методы исследований. Объектом исследований является токарно-винторезный станок мод. 1К62. В данной работе проводилось исследование его состояния методом проведения виброакустической диагностики.

Научная новизна полученных результатов. Проведен анализ виброактивности элементов привода главного движения станка, а именно шпиндельного узла, электродвигателя и зубчатых передач. Предложено и реализовано методику, благодаря которой обеспечивается возможность поддержания станка в рабочем состоянии путем проведения работ по оценке текущего состояния станка (диагностики).

Практическое значение полученных результатов. Предложена методика вибрационной диагностики станка, а также предложения возможных к применению путей для уменьшения вибраций. Предложен вариант модернизации привода главного движения на привод с бесступенчатым регулированием; ряд решений по совершенствованию зубчатых передач и подшипниковых опор; варианты проведения виброизоляционных работ, а именно возможность установки станка на виброизоляторы (виброопоры или виброизоляционные коврики) или на фундамент.

Ключевые слова: диагностирование, станок, вибрации, колебания, виброактивность, дефекты, зубчатые колеса, зубчатые передачи, переацепление, анализ.

ЗМІСТ

ВСТУП	3
1. АНАЛІЗ ВІДОМОСТЕЙ З ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ	5
1.1 Загальне поняття про діагностування	5
1.1.2 Технічне діагностування	5
1.1.3 Параметричні і фізичні методи діагностування	9
1.2. Діагностика металооброблювального обладнання.....	11
1.2.1 Огляд верстату чи обладнання, перевірка рівня необхідних технічних рідин, механізмів керування верстатом, перевірку комплектації і паспортних даних.....	12
1.2.2 Випробування верстату на холостому ходу	12
1.2.3 Перевірка органів керування верстатом	12
1.2.4 Перевірка робочих швидкостей	12
1.2.5 Перевірка підшипників	13
1.2.6 Перевірка механізмів верстату.....	13
1.2.7 Перевірка рівня шуму і вібрацій	14
1.2.8 Перевірка верстата при прискорених переміщеннях і циклах	14
1.2.9 Перевірка органів ручного керування	15
1.2.10 Перевірка швидкостей приводу головного руху.....	15
1.2.11 Перевірка величин подач	15
1.3. Підшипники, підшипникові вузли і діагностування їх стану	16
1.3.1 Класифікація підшипників кочення	16
1.3.2 Дефекти підшипників	16
1.3.3 Типові дефекти підшипників та їх причини	17
1.3.4 Діагностичні ознаки дефектів підшипників	20
1.4. Зубчасті передачі, їх дефекти і неполадки.....	22
1.4.1 Ознаки при діагностуванні дефектів і неполадок зубчастих передач .	22
1.5. Неврівноваженість тіл, що обертаються	25
1.5.1 Загальні відомості	25
1.6. Шляхи зменшення вібрацій	27
1.6.1 Технологічні методи зменшення вібрацій.....	28
1.6.2 Конструктивні методи зменшення рівня вібрацій.....	29
2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОКАРНО- ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТУ 1K62.....	32
2.1 Загальний опис основних характеристик і призначення верстату 1K62	32
2.2 Розрахункова частина	34
2.3 Проведення розрахунків частот, згідно з кінематичною схемою верстату 1K62	36
2.4 Засоби проведення експерименту з віброакустичної діагностики верстату	46
2.5 Аналіз спектрограми отриманої в результаті експерименту.....	49
2.6 Діагностування стану шпиндельного вузла з використанням CAD/CAE	

системи Autodesk Inventor.	55
2.6.1 Проведення статичного аналізу і його результат.	55
2.6.2 Проведення модального (частотного) аналізу і його результати.....	60
2.7 Висновки до розділу.....	64
3. ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ	65
3.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху	66
3.1.1 Обґрунтування та вибір джерела руху	66
3.1.2 Кінематичний розрахунок ПГР	69
3.2 Зменшення вібрацій викликаних роботою зубчастих передач	72
3.3 Зменшення вібрацій, шляхом використання гібридних керамічних підшипників	77
3.4 Віброізоляція верстату	79
3.4.1 Розрахунок віброізоляторів.....	85
3.4.2 Встановлення верстату на фундамент і його розрахунок.....	88
3.4.3 Розрахунок фундаменту	89
3.5 Висновки до розділу.....	92
ВИСНОВКИ	94
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	96
ДОДАТКИ	101

ВСТУП

Постійний розвиток металорізальних верстатів обумовлює постійний пошук і розробку конструктивних і теоретичних засобів і методів для проведення робіт з контролю і діагностики їх стану. Для досягнення цілей з підвищення продуктивності верстатного обладнання, в останні роки все більше уваги приділяють зменшенню кількості металевих елементів конструкції і заміну їх на композитні матеріали, що в свою чергу призводить до росту динамічної навантаженості, а отже і до росту кількості дефектів, які в більшості випадків проявляються у вигляді вібрацій і шуму.

Діагностика стану верстатів особливо цікава в процесі їхньої роботи, адже в такому випадку забезпечується можливість проведення більш глобального аналізу динамічних процесів, виникаючих під час роботи. Збір і подальший аналіз такої інформації дозволяє якісно підвищувати характеристики обладнання – довговічність, надійність, точність і т.д.

Найкраще зарекомендував себе із всіх методів діагностики стану металорізальних верстатів в процесі їх роботи, метод вібродіагностики по тимчасовим і спектральним вібраційним діаграмам. Адже саме цей метод на відміну від інших, дозволяє контролювати, виникаючі в процесі експлуатації, зміни стану, причинами якого можуть бути:

- зношування інструменту, чи елементів приводу;
- дефекти елементів приводу;
- похибки кінематичного ланцюгу;
- не правильно підібрані режими обробки.

Проблема зниження віброактивності металорізального обладнання є однією із найактуальніших, оскільки рівень вібрацій обладнання напряму впливає на його точність і точність деталей, що на ньому виготовляються. Метою зниження рівнів шуму і вібрацій металорізальних верстатів є не лише, підвищення продуктивності чи точності, а також забезпечення відповідних норм умов праці, а також і можливостей для зменшення витрат ресурсів на проведення робіт з обслуговування і ремонтів.

Оскільки верстат являє собою складну конструкцію, в якій можливих джерел виникнення вимушених коливань (вібрацій) може бути безліч, існує велика різноманітність праць, в яких було розглянуто проблему зниження віброактивності для конкретного елемента, без розгляду цієї проблеми в аспекті всієї технологічної системи. Саме тому створення і подальше використання методик і засобів для діагностування впливу певних дефектних елементів на загальний стан верстату є необхідним для розробки в подальшому конструктивних і технологічних засобів, для зниження віброактивності обладнання.

Отже, проблема діагностування стану металорізальних верстатів залишається актуальною і необхідно проводити подальші дослідження впливу динамічної системи верстату і багатьох інших факторів на стабільність стану верстату, а також можливих шляхів зменшення виникаючих в процесі експлуатації вібрацій.

1. АНАЛІЗ ВІДОМОСТЕЙ З ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Загальне поняття про діагностування

Діагностування – являє собою розділ знань, який включає теорію і методи діагностичних процесів, а також принципи створення засобів для діагностування. Оскільки в даній роботі виконується діагностування стану металорізального верстату, то будемо користуватися методами і засобами технічного діагностування [1].

Технічним діагностуванням користуються насамперед, коли необхідно визначити стан певного об'єкту техніки в трьох випадках:

- 1) якщо необхідно провести діагностування стану об'єкту в даний момент часу;
- 2) якщо необхідно спрогнозувати стан досліджуваного об'єкту в деякий момент часу в майбутньому;
- 3) якщо необхідно визначити в якому стані перебував об'єкт в певний момент в минулому;

1.1.2 Технічне діагностування

Використання методів технічного діагностування дозволяє своєчасно визначити неполадки або різноманітні види «природніх» дефектів, які виникають під час роботи і експлуатації різних приладів і технологічних систем. До таких дефектів відносять зношування, корозія, ерозія, мікро-тріщини які з'являються в результаті природньої втоми металі, пружну і об'ємну деформацію і т.д. . Також до факторів які здійснюють вплив на стан технологічної системи і приладу можна віднести: недотримання міжремонтних інтервалів, технології проведення ремонтних робіт і робіт з технічного обслуговування, неякісне виготовлення і монтування приладів з порушенням вимог, перевищення допустимих технічних характеристик. Окрім цього, методи технічного діагностування дають можливість вивчати ознаки, засоби і методи, які допомагають зрозуміти природу і причину появи і місцезнаходження дефектів які можуть так чи інакше впливати на прилади і різноманітні технологічні системи.

Створення і оптимізація засобів і методів, як дозволять підвищити ефективність процесу діагностування і є основною ціллю технічного діагностування, яке в свою чергу базується на теоріях контролездатності і розпізнання образів.



Рис. 1.1. Структура технічного діагностування

Створення і напрацювання засобів і методів перевірки стану об'єкту, знаходження дефектів, які виникають під час його експлуатації і отримання різноманітної діагностичної інформації являє собою теорію контролездатності. В загальному це поняття використовують проводячи оцінку технічного стану у відповідності до заданої достовірності з мінімальними втратами, часу, коштів і здатності обраного об'єкту до виконання цих робіт.

В свою чергу входячи в склад технічного діагностування, теорія розпізнання образів включає в себе :

- 1) правила, користуючись якими приймаються рішення про приналежність об'єктів до певних класів стану;
- 2) алгоритми розпізнавання станів об'єктів;
- 3) створення діагностичних моделей;

Виконуючи діагностування об'єкту і використовуючи вище згадані теорії встановлюють такі стани об'єкту: справний, працездатний, граничний. На якість процесу діагностування впливає багато різноманітних факторів, але одними з тих, які здійснюють найбільший вплив на результат проведеної роботи є якість алгоритмів дій використаних під час діагнозу і якість засобів для діагностування.

Для підвищення результативності процесу діагностування і потрібно проводити оптимізацію алгоритмів, у відповідності до обраного об'єкту. Щоб зрозуміти, чи є

можливим процес оптимізації алгоритмів, варто визначити, чи кількість елементарних перевірок, які необхідно виконати для розв'язку поставленої задачі є меншою за загальну кількість допустимих фізично можливих і тих які можна реалізувати, для даного об'єкту. Виконуючи елементарні перевірки можна отримати різну інформацію про технічний стан технологічного об'єкту, в залежності від затрат часу, засобів і коштів. Нерідко, проведення одних тих же перевірок, може дати кардинально різні результати, за умови, що черговість перевірок буде іншою. Тому, щоб в таких випадках і необхідно обирати різні варіанти алгоритмів проведення діагнозу, які будуть відрізнятися між собою черговістю проведення певних операцій або їх кількістю або різними як черговістю, так і кількістю.

Говорячи про засоби діагностування їх в загальному розділяють на види – програмні і апаратні, вбудовані і зовнішні, автоматизовані, автоматичні або ручні, універсальні чи спеціалізовані.

Маючи на меті дослідження стану об'єкту чи технологічної системи, не варто також забувати, що проводячи оптимізацію всіх процесів діагнозу, можна якісно підвищити ефективність і результативність самого процесу дослідження. Насамперед, досягти цього можна використовуючи дані раніше виконуваних дослідницьких робіт з пошуку і усуненню несправностей, даних про можливі неполадки і ймовірність їх виникнення і даних про середні затрати ресурсів на їх виявлення і ліквідацію. У випадку, коли таких даних недостатньо або і взагалі немає, необхідно власноруч проводити збір необхідної інформацію використовуючи перевірені апаратні засоби діагнозу, які забезпечують необхідну точність для дослідження і мають функцію автоматичного запису даних. Це дозволить бути впевненим в достовірності і якості отриманих результатів, а також процес обробки даних буде спрощено.

Проводячи роботи з ТД стану того чи іншого об'єкту чи ТС, окрім перевірки справності, проводять перевірку на працездатність, яка в свою чергу є не настільки повною ,адже під час неї недослідженими залишаються приховані дефекти, такі як раковини, тріщини і т.ін. .

ТД дозволяє підвищувати надійність об'єктів і технологічних систем, адже діагностування дозволяє, так чи інакше знаходити слабкі місця в конструкції. При цьому використовують або функціональне або тестове діагностування, вибір варіанту діагнозу залежить від того яку мету поставлено і об'єкт чи ТС якого типу досліджують.

Тестове діагностування являє собою використання засобів, які подаючи на об'єкт дослідження спеціальні вихідні сигнали збурювачі від засобів діагностики, отримують і аналізують вхідні сигнали які містять в собі інформацію про реакції об'єкту на вихідні сигнали. Цей вид діагностики використовують, коли необхідно провести контроль працездатності систем автоматики, виконавчих механізмів, систем енергозабезпечення і т.д..

Функціональне діагностування являє собою процес аналізу робочих впливів самого об'єкту. Як приклад, при функціональному діагностуванні масляного насосу верстату, вимірюють і проводять аналіз таких даних: робочий тиск, подача, споживана потужність, і інші параметри, які є задіяними в алгоритмі роботи, при цьому маючи на увазі режим роботи.

Діагностуючи об'єкти чи технологічну систему, необхідно завжди визначати кількісні показники вимірюваних параметрів, виконуючи при цьому оцінку похибок. при цьому цей процес необхідно повторювати на всіх можливих режимах роботи. Якщо ж досягти фіксованого режиму роботи неможливо, тоді діагностику проводять при постійно змінюваних режимах роботи, з визначенням при цьому характеристик і певних контрольованих величин.

Нерідко трапляються випадки, коли певний об'єкт чи технологічна система будучи в працездатному стані, може бути несправним, через те, що в ньому виник один або декілька дефектів. Тому проводячи технічне діагностування всі знайдені при дефектуванні дефекти ділять в залежності від причини відмови працездатності і в подальшому аналізують рівень критичності цієї відмови. [2] Спираючись на вимоги техніки безпеки, а також наслідків відмови працездатності, можна прийняти рішення про подальше продовження експлуатації об'єкту. Лише за умови проведення повного технічного діагностування можна говорити про точність і достовірність оцінки причин і наслідків відмови працездатності.

1.1.3 Параметричні і фізичні методи діагностування

Методи діагностики поділяють на параметричні і фізичні в залежності від природи параметрів які контролюються в обраному об'єкті чи технологічній системі.

Параметричні методи дослідження – являють собою методи контролю працездатності об'єкту як в цілому, так і при розгляді окремих елементів. Наприклад, розглядається працездатність верстату в цілому або окремо шпинделя, задньої бабки, напрямних і т.ін. .В основі закладено контроль основних внутрішніх параметрів, а також вихідних-вхідних сигналів, на основі яких можна робити висновки з правильності функціонування обраного об'єкту. Використовуючи цей метод можна проводити контроль стану досліджуваного об'єкту як під час його експлуатації, так і коли роботи на ньому не ведуться.

Фізичні методи дослідження – це контроль характеристик явищ, які виникають в досліджуваному об'єкті під час його функціонування. Прикладами таких явищ : магнітні і електричні поля, вібрації, шуми, нагрів, і т.ін. . В основі цих методів лежить використання фізичних явищ, якими можна охарактеризувати працездатний і непрацездатний стан об'єкту, тому ці методи ще називають методами неруйнівного контролю і ділять на дві групи. Перша, коли необхідно використати методи контролю в непрацездатному стані, друга – в статичних режимах роботи об'єкту.

Завдяки використанню фізичних методів при дослідженні об'єкту в працездатному стані, можна виявити зношування, перевищуюче допустимі значення, а також різні пошкодження в рухомих деталях механізмів. Такими методами є акустичні і теплові методи, а також методи статичного опрацювання коливань вихідних параметрів досліджуваного об'єкту.

Якщо ж розглядати непрацездатний стан об'єкту, то використовуючи фізичні методи можна визначити приховані механічні пошкодження і дефекти в деталях. Це забезпечується завдяки магнітним, ультразвуковим, радіолокаційним, оптичним, магнітометричним методам.

Дефектоскопічними називаються методи контролю стану деталей механізмів. Зазвичай, цей метод використовують в процесі ремонту верстату його деталей чи

вузлів, при цьому проводиться визначення механічних пошкоджень і зон, в яких виникають дефекти по'язані з експлуатацією.

Завдяки використанню методів технічного діагностування і прогнозування, можна вирішити задачі, які включають в себе як теоретичний, так і практичні шляхи вирішення проблем і вони є тісно пов'язаними між собою.

Теоретичний шлях вирішення проблем передусім являє собою побудову логічних моделей, які відображають зв'язки між обраними для дослідження технічними станами об'єктів і ознаками об'єктів, а також математичних моделей обраних для діагностування об'єктів. При цьому створюються методи діагностування і прогнозування працездатного стану обладнання на визначений період часу, які є зв'язаними з конкретно визначеними об'єктами.

Практичний шлях полягає в аналізі функціонування об'єкту, при цьому з урахуванням зміни параметрів які контролюються, в залежності від режимів і умов його експлуатації; уточненні математичних і логічних моделей у зв'язку з наявним досвідом експлуатації; оптимізації алгоритмів проведення технічного діагностування; визначенні оптимальних періодів контролю і ремонтних робіт; напрацюванні даних про показники надійності об'єкту, а також оцінкою витрат, на проведення діагностування працездатності під час експлуатації об'єкту.

Нині автоматизована система діагностики, для своєї правильної роботи має включати в себе алгоритми і програми діагностування технічного стану верстатів, напрямних, електродвигунів, які є зв'язаними з системою керування, технічного обслуговування і ремонту, для того щоб виконувати такі основні завдання як:

1. Швидке діагностування і прогнозування технічного стану технологічної системи для знаходження оптимальних рішень в системі керування верстату;
2. Виконання глибокого діагностування для визначення неполадок, які виникають під час експлуатації і не можуть бути виявлені системою контролю стану верстату;
3. Створення рекомендацій з оптимальних між сервісних інтервалів і рекомендацій з ремонту технологічної системи;

1.2. Діагностика металооброблювального обладнання

Першочерговою задачею перед введенням верстату в експлуатацію є виконання пусконаладжувальних робіт, тобто спочатку потрібно провести операції по налаштуванню і випробуванню устаткування. Метою є забезпечення технічних характеристик, передбачених виробником і вказаних в паспорті до верстату чи обладнання.

Якщо пусконаладжувальні роботи виконані згідно з передбаченим порядком технічних вимог, то це дозволить підвищити продуктивність і якість продукції. Після проведення робіт з налагоджування, має видаватися технічний висновок, яким дозволяється введення верстату чи устаткування в експлуатацію.

У відповідності до типових методик пусконаладжувальних робіт, мають виконуватися такі операції:

- 1) огляд верстату чи обладнання, перевірку рівня необхідних технічних рідин, легкість переміщення рухомих вузлів і роботи рукояток, перевірку комплектації і паспортних даних;
- 2) виконують випробування роботи верстату на холостому ходу, одночасно проводять роботу з перевірки приводу подач;
- 3) виконують випробування верстату в статичному стані, що передбачає перевірку норм точності;
- 4) виконують випробування верстату в роботі;

Всі вище згадані випробування обов'язково виконуються заводом виробником, перевірка на точність проводиться підприємством замовником, у випадку коли верстат транспортується частинами.[3]. Також обладнання необхідно тестувати для того, щоб перевірити чи не зазнало воно пошкоджень під час транспортування, перевірити правильність розташування клинів, що може призвести до деформування станини верстату.

У випадку коли необхідне проведення періодичного (середнього чи капітального) ремонту згідно з передбаченим для верстату чи обладнання планом,

передбачено, що перед вводом в експлуатацію необхідно проводити випробування передбачені ДСТУ 3004-95. [4]

1.2.1 Огляд верстату чи обладнання, перевірка рівня необхідних технічних рідин, механізмів керування верстатом, перевірку комплектації і паспортних даних

До виконання робіт з випробування верстату на холостому ходу чи в роботі під навантаженням, необхідно виконати зовнішній огляд верстату, це дозволить виявити дефекти і неполадки елементів верстату які проявляються під час підключення верстату до електромережі, гідро- чи пневмопривода, під час руху робочих органів.

1.2.2 Випробування верстату на холостому ходу

Завдяки виконанню робіт з випробувань верстату на холостому ходу можна виявити дефекти і неполадки, які запобігатимуть проведенню подальших випробувань. Під час даного випробування верстат має працювати плавно, без сторонніх шумів, стуків, які викликать вібрації верстату.

1.2.3 Перевірка органів керування верстатом

Першочергово необхідно провести перевірку органів керування, виконуючи послідовне перемикання швидкостей приводу головного руху, приводу подач і переміщень. Виконання цих операцій дозволить пересвідчитися в правильності взаємодію механізмів верстату.

1.2.4 Перевірка робочих швидкостей

Проводиться шляхом послідовного включення від найменшої, да найвищої - робочих швидкостей, після чого верстат має дві години пропрацювати на найвищій швидкості. Паралельно виконується перевірка приводу подач.

1.2.5 Перевірка підшипників

Перевірка підшипників в цілому зводиться до перевірки їх температури, яка при роботі на найвищому числі обертів, для шпиндельних підшипників не має бути вище 60° С для підшипників ковзання, а для підшипників кочення - 70°С. Температура підшипників наявних в інших механізмах верстату не має перевищувати для обох видів - 50° С. Якщо ж відбувається перевищення температур, то виникнення теплових деформацій призводить до похибок під час обробки. В найбільшій степені через те, що змінюється положення шпинделя відносно супорту.

1.2.6 Перевірка механізмів верстату

Перевірка механізмів верстату на холостому ходу являє собою:

- 1) перевірку роботи органів керування , а саме їх можливість вмикання, перемикавання, фіксації положення, відсутності заклинювань;
- 2) перевірку безвідмовної роботи і точності автоматичних засобів, ділильних механізмів, упорів;
- 3) перевірку мертвих ходів гвинтів подач;
- 4) перевірку затискних механізмів;
- 5) перевірку безвідмовного функціонування системи змащування;
- 6) перевірку функціонування системи охолодження;
- 7) перевірку відсутності нерівномірності в приводах подач;
- 8) перевірку функціонування електрообладнання, можливостей пуску, зупинки, реверсу, гальмування двигуном, рівномірності регулювання обертів двигуна, дій захисних і аварійних засобів;
- 9) перевірку наявності захисних засобів передбачених технікою безпеки;

1.2.7 Перевірка рівня шуму і вібрацій

Якість виготовлення, збірки і встановлення верстату часто визначають за рахунок шумів, які виникають в процесі роботи. Верстат, а саме його механізми мають працювати плавно, без різноманітних «не природніх» шумів і коливань, що призводять до вібрацій.

Проводячи перевірки рівня шуму використовують вимірювачі шуму (в децибелах) або вимірювачі фону (в фонах), метою такої перевірки є визначення наявного рівня шуму працюючого верстату і його відповідність, допустимим нормам, передбаченими санітарними норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Допустимими величинами є 70-80 дБ. Дослідження рівня шуму проводиться за найбільшої частоти обертання шпинделя, а в результаті проведеної дослідницької роботи отримують спектр шуму, завдяки якому можна оцінювати рівні шуму при різних частотах роботи.

Дослідження рівня вібрацій проводять на всьому діапазоні можливих частот обертання шпинделя. Найчастіше для вимірювання рівня вібрацій на верстаті користуються методом, при якому необхідно спеціальну оправку з биттям вимірювальної шийки, установити в конусний отвір шпинделя. Вимірювання проводять установленим в супорті верстату ємнісним чи індуктивним датчиком і вимірюють відносні коливання, а потім на основі отриманих даних проводять частотний аналіз. Найбільшими збудниками коливань верстату є неточності у виготовленні і монтажі зубчастих і пасових передач, підшипників, муфт, а також дисбаланс приводу головного руху.

1.2.8 Перевірка верстата при прискорених переміщеннях і циклах

У випадку, коли на верстаті наявна можливість виконання прискореного холостого ходу і сповільненого робочого ходу, даний верстат має пройти такі перевірки: перевірку плавності роботи під час переходів на новий цикл, перевірку на

відсутність затримок при переходах, перевірку точності роботи автоматичних засобів під час зміни циклу.

1.2.9 Перевірка органів ручного керування

Необхідно провести перевірку змонтованих на рухомі вузли верстату органів ручного керування. Перевірка полягає в визначенні лінійної швидкості переміщення цих органів, і їх автоматичного вимкнення у випадках коли швидкість буде вищою за 10м/хв.

1.2.10 Перевірка швидкостей приводу головного руху

Перевірка можлива тільки якщо верстат знаходиться у працездатному стані, якщо все гаразд, то процес перевірки полягає в послідовному перемиканні швидкостей з найменшої до найбільшої, з перевіркою кожного з ступенів, як мінімум, два рази.

1.2.11 Перевірка величин подач

В даному випадку перевірка залежить від виду подачі, розглядаючи випадок, що величина подачі вимірюється в міліметрах на хвилину (мм/хв), то проводячи перевірку необхідно виміряти переміщення супорту, головки, столу і т.ін. , за фіксований проміжок часу. Якщо подача вимірюється в міліметрах на оберт (мм/об), то необхідно виміряти переміщення супорту, головки, столу і т.ін. за визначену кількість обертів шпинделя, аналогічно цьому методу виконується перевірка подачі, яка вимірюється в міліметрах на подвійний хід.

1.3. Підшипники, підшипникові вузли і діагностування їх стану

Призначенням підшипників є фіксація валів з закріпленням їх осі, задля забезпечення обертання з найменшим опором, при цьому вони забезпечують сприйняття і передачу навантажень з валів на інші частини конструкцій. В верстатах і верстатних пристроях найчастіше використовуваними є підшипники кочення, які виступають в ролі опор.

Згідно із статистичними даними близько 90% всіх підшипників не можуть відпрацювати закладений в них термін служби, близько 20% відмов працездатності припадає на дефекти виготовлення, перенавантаження в процесі роботи, близько 30% відмов через неправильність встановлення, а близько 40% через недостатнє змащування.

1.3.1 Класифікація підшипників кочення

Підшипники кочення ділять на типи згідно з такими ознаками:

1. за формою тіл кочення (кулькові, роликові);
2. за особливостями конструкції (самоустановні, несамоустановні);
3. за кількістю рядів тіл кочення(одно-, дво- і чотирьох рядні);
4. за напрямком дії навантажень, які сприймає підшипник(упорні, радіальні, радіально-упорні).

1.3.2 Дефекти підшипників

Визначати стан підшипника і підшипникового вузла і забезпечувати прогноз його стану в майбутньому, можна завдяки тому, що найбільш поширені види дефектів (дефекти виготовлення, збирання чи встановлення) мають різні діагностичні ознаки, тому визначити тип дефекту який розвивається не є складною задачею.

Стан підшипників і підшипникових вузлів визначають завдяки зміні загального вібраційного стану верстату, адже величини вібрацій в більшості випадків

визначаються особливостями їх конструкції і агрегату, в якому вони встановлені.

Найбільший вплив на зміну вібраційного стану здійснюють такі фактори:

- 1) дефекти виготовлення і складання підшипникових вузлів;
- 2) дефекти експлуатації;
- 3) нелінійність жорсткості підшипника на коливання опор;

Всі ці дефекти є взаємопов'язаними і в більшості випадків це призводить до таких наслідків:

- 1) Зношування елементів перевищує допустимі межі, що призводить до збільшення зазорів;
- 2) Поверхні кочення зношуються через проковзування внутрішнього кільця, по відношенню до тіл кочення;
- 3) Пошкоджується сепаратор підшипника через неправильність збирання, викришування доріжок кочення, дії великих осьових сил;
- 4) Дефекти при змащуванні, призводять до зношування сепаратора, напливів металу на поверхні бігових доріжок;
- 5) Руїнування підшипника, зв'язане з втомою матеріалів через дію навантажень, призводить до викришування доріжок кілець.

1.3.3 Типові дефекти підшипників та їх причини

1.3.3.1 Пошкодження поверхні доріжок кочення (вм'ятини, подряпини і т.ін.)

В процесі виготовлення підшипника велика увага приділяється якості поверхні кочення, адже в залежності від неї в подальшому буде залежати його працездатність, а саме: довговічність, вібрації, шумність. Наприклад, встановлюючи підшипник на вал з натягом, можна допустити помилку, яка призведе до того, що навантаження, яке припадає на внутрішнє кільце, через тіла кочення буде передаватися, до зовнішнього кільця, що в підсумку призведе до появи на поверхні доріжок кочення вм'ятин. Це в подальшому призведе, до викришування поверхні, навколо вм'ятин, а також під час роботи підшипника, вм'ятини будуть основною причиною шуму і вібрацій.

1.3.3.2 Викришування поверхонь доріжок кочення

Однією з причин появи такого явища як викришування, є втома, що призводить до появи на поверхні доріжок кочення тріщин і розшарувань металу, в подальшому це призведе до відколювання в цій, пошкодженій області, відколювання металу. Це відбувається за умови, що підшипник було змонтовано з порушеннями, перевищено допустимі навантаження, через неправильну посадку валу, скривленнями корпусу.

1.3.3.3 Явище бриннелювання

Внаслідок перенапруження металу виникають виїмки, які в свою чергу призводить до появи на поверхні кілець кочення однієї за одною виїмок, поява яких вже відбувається через пластичні деформації металу. Явище бриннелювання проявляє себе через дію високих ударних і статистичних навантажень на підшипник, порушенням технології їх монтажу.

1.3.3.4 Явище псевдобриннелювання

Подібно бриннелюванню, явище псевдобриннелювання являє собою появу виїмок на доріжках кочення. Відмінностями є те, що ці виїмки характеризуються не лише продавлюванням металу в зонах пластичних деформацій, але і його зміщенням. Псевдобриннелювання є виникає в результаті дії вібрацій машини в неробочому стані. Таке явище можна спостерігати у випадках транспортування або від вібрацій близько розташованих інших машин.

1.3.3.5 Задирання і подряпини

Задири і подряпини, є частим видом пошкоджень, з'являються вони найчастіше на одnobортових і безбортових кільцях під час монтажу вузла. Також причиною

появи задирів і подряпин є дія на торці роликів і бортиках кілець підвищених осьових навантажень і недостатнього змащування. Ці пошкодження пізніше призводять до втомлюваного викришування.

1.3.3.6 Пошкодження підшипника через зношування

Найчастіше проблема зношування підшипника охарактеризовується не ефективним змащуванням, що в подальшому призводить до зношування доріжок кочення (відшаровування, розтріскування), тіл кочення і сепаратору, до збільшення радіального зазору, а також зміни профілю доріжки. Як наслідок втоми, поверхня доріжок стане шорсткою, що стане причиною підвищення рівня шуму і вібрацій, а також перегріву

1.3.3.7 Корозія деталей підшипника

Корозія деталей призводить до зменшення строку роботи підшипників, адже продукти корозії (оксиди), потрапляють в доріжки кочення і в такому випадку, вони виступають в ролі абразивних частинок і прискорюють зношування. Деталі підшипників схильні до корозії, адже може окислюватися змащувальний матеріал; за рахунок наявності в самому змащувальному матеріалі води, або її частинок, конденсації вологи, перепадів температур, недостатнє ущільнення.

1.3.3.8 Фреттинг-корозія

Фреттинг-корозія представляє собою явище інтенсивного окислення деталей, між якими відбувається контакт. Зазвичай це явище спостерігається в місцях посадки підшипника на вал і викликане слабкими навантаженнями.. Фреттинг-корозія зазвичай викликає заклинювання внутрішнього кільця на валу, що унеможливорює його подальший демонтаж або може викликати як послаблення посадки, також вона приводить до розламування кільця.

1.3.3.9 Пошкодження електродом

У випадках проходження через підшипник електричного струму може виникати точковий піттинг (зварювання), що призведе до змін в структурі металу, а іноді і до плавлення його поверхні.

1.3.3.10 Руйнування елементів підшипників

Надмірний натяг під час посадки підшипника на вал, може стати причиною появи тріщини на елементах, що в подальшому призведе до виходу її із строю. Також частою причиною руйнування кілець можуть бути ударні перенавантаження, тобто удари при монтажі/демонтажі, перегрів через велику швидкість при перенавантаженні, який призведе до руйнування сепаратору, заклинювання тіл кочення.

1.3.4 Діагностичні ознаки дефектів підшипників

Найбільш поширеним типом неполадок, які потребують проведення вібродіагностування є різноманітні дефекти підшипників кочення, адже в результаті виходу з ладу, генеруються вібрації, які не є кратними обертовій частоті. Завдяки наявності додаткових складових вібрацій, на загальному спектрі, можна засвідчити наявність неполадок. Наявність дефекту підшипника, під час вібродіагностування можна визначити завдяки тому, що вібраційні складові дефектів характеризуються особливими частотами і трендами вібрацій.

Знаючи конструктивні розміри підшипників чи підшипникових вузлів, частоти обертання його внутрішньої і зовнішньої обойми, можна розрахувати значення частот дефектів, приймаючи, що його складові, являють собою планетарну передачу і між її елементами не відбувається проковзування. Virізняють такі види дефектів підшипників при вібродіагностуванні, коротко їх розглянемо [5-8]

1.3.4.1. Діагностичні ознаки дефектів, з урахування проковзування

Головною задачею при конструюванні підшипників є реалізація «чистого» кочення, тобто такого яке забезпечує відсутність проковзування кульок чи роликів у відношенні до кілець, адже це дозволить досягти зменшення опору кочення і продовжити строк працездатності підшипників.

1.3.4.2. Вібрації викликані прецесією валу

Однією із причин віброактивності підшипників і підшипникових вузлів, є величина радіального зазору, наявність якого призводить до прецесії валу, яка є причиною ударів валу в тіла кочення. Ці удари і є джерелами шуму і вібрацій. Формула для вимірювання частоти ударних імпульсів:

При цьому приймають, що величина і напрям радіальної сили, діючої на вал є постійними, порівнюючи з лінійними розмірами підшипника, радіальний зазор є дуже маленьким, а проковзування тіл кочення в відношенні до обойми є відсутнім.

1.3.4.3. Вібрації які виникають через ударні імпульси, викликані хвилястістю бігових доріжок

Приймаючи, відсутність проковзування тіл кочення відносно обойми і рівномірності хвилястості бігових доріжок, частота викликаних ударних імпульсів, під час руху кульок підшипника по хвилястим біговим доріжкам.

1.3.4.4. Вібрації, викликані гранністю тіл кочення

Викликані ударними імпульсами, вимушені коливання, за умови серйозного пошкодження бігових доріжок, тобто наявності великої кількості хвиль і в ту ж чергу гранності тіл кочення супроводжуються суцільним спектром вібрації в діапазонах частот притаманних підшипниковим гармонікам.

1.3.4.5. Резонансна частота тіл кочення

Природньою втома матеріалів, призводить до неполадок і виходу із ладу підшипників, навіть за умови, що їх виготовлено без порушень і дефектів, також ідеально проведено збірку і монтаж. Тому постійна діагностика стану підшипників має велике значення, адже пошкодження можна зафіксувати на ранніх стадіях в процесі вимірювання рівня вібрації, завдяки характерним частотам.

1.4. Зубчасті передачі, їх дефекти і неполадки

1.4.1 Ознаки при діагностуванні дефектів і неполадок зубчастих передач

Зубчасті передачі - механізми в складі яких є зубчасті колеса, які забезпечують зміну швидкості і напрямку руху ведучої частини, коли необхідна точність відношень швидкостей валів, ведучого і веденого.

Існує величезна кількість різних типів і видів зубчастих передач, адже вони повинні вирішувати велике різноманіття задач. Зубчасті передачі поділяють за такими основними ознаками на :

- 1) за типом зубців;
- 2) за орієнтацією осей валів, на яких розташовані зубчасті передачі;
- 3) за розміщенням зубів;

Під час обертання коліс, задля досягнення плавного перекочування зубів, бічні грані зубів мають криволінійну форму, яку називають профілем зубів. Профіль зубів вибирають такої форми, яка забезпечить відсутність перекосів і защемлень головки одного з зубів у впадині іншого.

В машинобудуванні найбільшого поширення одержав евольвентний профіль зубів, адже його перевагами є простота виготовлення і обробки зубів, евольвентний профіль відповідає нормам міцності і шестерні з таким профілем нечутливі до точності установки. Але також в різних видах конструкцій використовують зубчасті

передачі з несиметричним профілем (храпові механізми), круговою формою (передача Новікова) і передачі з циклоїдальною формою[9].

Пошкодження робочих поверхонь є одним з найбільш поширених типом пошкоджень, адже зубчасті колеса в зачепленні постійно взаємодіють зубами, які під час проходження зони зачеплення, зазнають постійних циклічних навантажень, при цьому на поверхні контакту діють сили тертя і нормальна сила.

Найбільш поширеними типами дефектів і неполадок зубчастих передач є:

Абразивне зношування - процес при якому відбувається зношування поверхні зубів абразивними частинками, що призводить до збільшення зазорів зачеплення, росту динамічних навантажень і шуму при роботі. При цьому міцність таких зубів зменшується, адже зменшується площа поперечного перерізу. Всі ці фактори можуть призвести до поломки зубів.

Викришування, пов'язане з втомою – відбувається через дію контактних навантажень. Викришування зубів починається в їх ніжці, адже там розвиваються найбільші сили тертя, які призводять до пластичних деформацій металу і появи на зубах тріщин. Даний вид дефекту є одним із найбільш поширених і найбільш серйозним.

Заїдання зубів – вид пошкодження при якому відбувається розрив мастильної плівки, нагрів в цій зоні і зчеплення поверхонь зубів, внаслідок дії питомого навантаження. Це призводить до зміни геометричних розмірів зубів і до появи на їх поверхні борозн і задирів.

Злом зубів – виникає внаслідок дії повторно-змінюваних напружень згинання і перенавантаження, які в свою чергу призводять до появи тріщин в основі зуба, що в подальшому і стане причиною його злому. Злом зубу може призвести до руйнування валів і механізму в цілому.

При розгляді спектру вібрацій (Рис. 1.2) непошкодженої зубчастої передачі, частота зубчастого зачеплення є чітко вираженою і рівною величині, яку отримують в результаті множення числа зубів на частоту обертань зубчастого колеса (в герцах). Завдяки аналізу вібросигналів можна проводити оцінку стану зубчастих пар під час їхньої роботи.

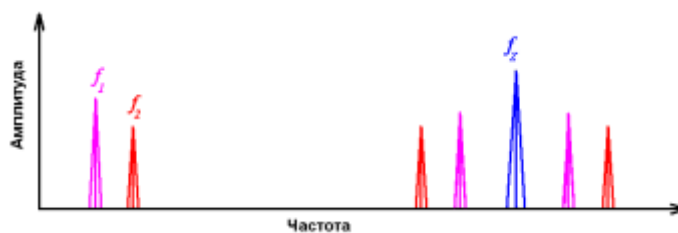


Рис. 1.2 Спектр непошкодженої зубчастої передачі

На спектрі, частоту зачеплення оточують бічні смуги частот, кратних частотам обертання, піки частот невеликої амплітуди і відсутні частоти власних коливань. При припрацюванні нових коліс і згладжування зубів рівень частоти зачеплення знижується, а при зношуванні, амплітуда зубцевих гармонік, може як зростати, так і спадати, це в великій мірі також залежить від співвісності валів, на які встановлено зубчасті колеса. Висота піків частоти зачеплення на спектрі залежить таких основних параметрів:

- якість, кількість і чистота мастила;
- якість виготовлення зубчастої передачі;
- навантаженість зубчастої передачі моментом.

Навколо зубцевих гармонік можуть знаходитися також бічні складові обернених гармонік кожної з шестерень, які виникають, як правило через нерівномірне зношування зубів шестерень, в результаті чого, відбувається амплітудно-частотна модуляція імпульсів перезачеплення зубів з частотою обертання шестерень.

Частота співпадіння зубів – частота з якою певні визначені зуби двох зубчастих коліс «зустрічаються» один з одним. За умови, що відношення кількості зубчастих коліс є цілим числом, то частота співпадіння зубів буде рівною частоті обертання ведучого колеса, а якщо така умова не виконується, тобто відношення, не є цілим числом, кількість співпадінь обраних зубів буде меншою, а отже і частота співпадіння буде меншою. Помічено, що зубчасті пари з низькою частотою співпадіння, зношуються рівномірно і працюють довше, ніж пари з високою частотою співпадіння.

Основну увагу під час вимірювання вібрацій і діагностуванні стану зубчастої пари необхідно прилити:

- наявності модуляції гармоніки зубозачеплення з гармоніками частот

обертання коліс і їх кількості;

- наявності частоти зубозачеплення;
- наявності в спектрі горбу «білого шуму» близько до частоти зачеплення;
- амплітуді піків бічних гармонік, їх розташування відносно одна одної і по відношенню до основної гармоніки;
- відносній величині амплітуди бічних гармонік частоти обертання коліс, по відношенню до амплітуди частоти зубозачеплення.

1.5. Неврівноваженість тіл, що обертаються

1.5.1 Загальні відомості

Незрівноваженість обертових мас, є видом дефектів, який найчастіше зустрічається і викликає різке підвищення вібраційного рівня обладнання. Цей вид дефекту викликаний відхиленням геометричних розмірів ротору від конструктивних, яке називають дисбалансом. Тобто, при здійсненні обертання, такого дефектного ротору з певною кутовою швидкістю, в місці зосередження незрівноваженостей, виникає відцентрова сила, яка викликає виникнення на опорах ротору додаткові змінні навантаження, при цьому сумарна відцентрова сила, яка діє на ротор, є для нього статичним навантаженням, яке як наслідок може викликати прогин валу ротору і його вібрації.

Причини дисбалансу мають різну природу, є наслідком різних особливостей, як конструктивних, так і експлуатаційних, а саме:

- Дефекти виготовлення, збирання і балансування роторів;
 - Наявність на роторі який обертається різних дефектних вузлів чи деталей;
 - Дефекти експлуатації (руйнування ротору або його частин, зношування, наявність на роторі внаслідок налипання домішок;
 - Нерівномірність структури ротору або наявність внутрішніх дефектів;
- В загальному дисбаланс, згідно за їх характеристиками ділять на 3 види:
- Статична незрівноваженість;

- Динамічна незрівноваженість;
- Моментна незрівноваженість;

Статична незрівноваженість- це незрівноваженість ротора, при якій в певній його точці наявна зосереджена маса, оскільки цей вид дисбалансу проявляється в статиці, звідси він і отримав таку назву. Для виявлення такої незрівноваженості достатньо ротор розмістити на два паралельні леза, при цьому точка з зосередженою масою займе найнижче положення. Причинами виникнення є :відсутність співвісності бочок і шийок ротору, прогин ротору і подібні.

Діагностування вібрацій і шуму при статичній незрівноваженості полягає в дослідженні вібраційних співфазних сигналів, які виникають через дію на опорні підшипники сил, які діють в одному напрямку і мають частоту f_0 (частоту обертання валу). При цьому, на спектрі вібрацій, дисбаланс створює пікові значення амплітуди, які пропорційні частоті обертання валу в квадраті, залежні від серйозності дефекту і залежать від місця розташування зосередженої маси.

Моментна незрівноваженість - виникає внаслідок того, що вісь ротору і його центральна вісь інерції перетинаються в центрі мас ротора. Такий вид дисбалансу найчастіше викликаний перекосами встановлюваних на вал додаткових вузлів.

На відміну від статичної незрівноваженості, даний вид дисбалансу себе в статиці не проявляє, тому його виявлення є складнішим і полягає в визначенні сил діючих на вал під час його обертання. Зумовлюють моментну незрівноваженість динамічні сили, які залежать від розміщення мас вздовж поздовжньої осі на роторі.

У випадку коли незрівноваженості діють назустріч одна одній, в статиці ротор буде зрівноваженим, але в ту ж чергу вісь ротору і вісь інерції, будуть перетинатися в центрі мас.

Динамічна незрівноваженість — являє собою комбінацію статичної і моментної незрівноваженості, при цьому вигляді дисбалансу, вісь ротору не перетинаються, а якщо і перетинаються то не в центрі мас, яке викликає значне підвищення рівня вібрацій на підшипниках.

Ознаки дисбалансу незрівноважених тіл.

Найбільш явно дисбаланс чітко себе проявляє під час вимірювання віброшвидкості, адже при цьому амплітуда першої гармоніки f_0 віброшвидкості є найбільшою.

Для дисбалансу незрівноважених тіл, характерними є:

- у випадку, коли амплітуди віброшвидкостей ротору на частоті обертання є однакові, синфазні і мають стійкий характер, то можна свідчити про те, що фіксується статичний дисбаланс;
- у випадку, коли амплітуди віброшвидкостей ротору на частоті обертання однакові і протифазні, то фіксується моментний дисбаланс;
- у випадку, коли амплітуди віброшвидкості ротору на частоті обертання, не є однаковими, синфазними чи протифазними, то це свідчить, про фіксування динамічного дисбалансу;

1.6. Шляхи зменшення вібрацій

Зниження рівня вібрацій і підвищення загальної вібростійкості токарно-гвинторізних верстатів при обробці є актуальною задачею. Досягти зменшення вібрацій в верстаті можна в загальному такими методами, які необхідно розділити на конструктивні і технологічні.

Першочергово необхідно звернути увагу на технологічні методи зменшення вібрацій, які являють собою оптимізацію режимів обробки заготовок і геометричних розмірів інструменту. Адже ці кроки дозволять без особливих складностей досягти зменшення вібраційного рівня, в ту ж чергу досягається зменшення продуктивності і якості обробки поверхні, але у випадку наявності конструктивних дефектів, цих кроків буде недостатньо.

Конструктивні методи зменшення вібрацій полягають в проведенні робіт з підвищення жорсткості вузлів верстату, а також у використанні спеціальних засобів і обладнання. Ці методи потребують набагато більших затрат часу, але допомагають досягти більш стабільного вібраційного стану верстату.

1.6.1 Технологічні методи зменшення вібрацій

1.6.1.1 Зменшення вібрацій за рахунок зміни швидкості різання

Підвищуючи швидкість різання, можна усунути прояви самозбуджуваних коливань, але високих швидкостях обробки можуть проявитися вібрації, викликані дефектами передач або дисбалансом деталей які обертаються, що призводить до унеможливлення проведення чистової обробки деталі. Також варіант з підвищенням швидкості може не спрацювати, у випадках коли характеристики оброблювального інструменту самого верстату не дозволяють проводити обробку на таких швидкісних режимах, тому її необхідно знижувати [10].

1.6.1.2. Зменшення вібрацій шляхом зміни глибини різання і подачі

Якщо під час точіння поверхні заготовки (деталі) збільшити подачу і при цьому ж зменшити глибину різання дозволить зменшити рівень вібрацій верстату під час його роботи, також такого ефекту можна досягти збільшенням головного кута в плані φ і зменшивши радіус заокруглення вершини різцю r .

1.6.1.3 Зменшення вібрацій шляхом зменшення кутів різання

Досягнення роботи верстату, зі зменшеними коливаннями, забезпечується зменшенням сили різання і збільшенням переднього кута γ , зниженням заднього кута α , зменшуються радіальні низькочастотні коливання (тобто коливання оброблюваної деталі), але недоліком цього є підсилення тангенціальних високочастотних коливань (коливань інструменту), зменшити їх вплив можна досягти використовуючи віброгасники системи Д.І.Рижкова.

Спираючись на ці дані, на інструменті можливий варіант нанесення фаски віброгасника, яка являє собою фаску на задній грані шириною 0,1 – 0,3мм під

від'ємним кутом $5-10^\circ$, на всій довжині головної ріжучої кромки, окрім вершини різця (Рис. 1.3). Використання такого методу дозволяє зміцнити ріжучу кромку різців від викривування.

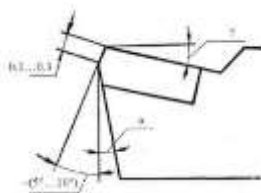


Рис. 1.3 Геометрія різця з фаскою віброгасником

Також зменшити рівень вібрацій можна досягти завдяки використанню змащувальних рідин, а також завдяки очищенню робочих поверхонь інструменту, адже при цьому відбувається певне зменшенню сил різання. Розв'язанню цієї проблеми присвячені праці [13-25].

1.6.2 Конструктивні методи зменшення рівня вібрацій

Конструктивні методи:

- 1) підвищуючи жорсткість окремих елементів і системи в цілому можна досягти зменшення випадків виникнення автоколивань, адже підвищується частота власних коливань системи зменшується амплітуда вібрацій;
- 2) використання демпферів (віброгасників) дозволить зменшити рівень коливань, якщо енергія затухаючих коливань (за рахунок використання демпферів) буде більшою, ніж енергія збудження коливань;
- 3) використання антивібраційного монтажу верстатів і монтаж верстатів на фундаменти;
- 4) балансування.

1.6.2.1 Фундаменти

Досягти зменшення рівня вібрацій на верстаті можна завдяки установці його на фундамент, попередньо обравши його тип і спосіб установки (на індивідуальний

фундамент чи на загальний), згідно з характеристиками наявного устаткування [11,12].

Обираючи спосіб установки верстату варто враховувати такі чинники:

1. Навантаження в верстаті. статичні чи динамічні;
2. Жорсткість станини;
3. Режим роботи і точність оброблених деталей;
4. Якість земляної основи під підлогою цеху.

Фундаменти, ділять на дві групи, відповідно до їх призначень:

1. Фундаменти, як являють собою основу для верстату;
2. Фундаменти, до яких верстат жорстко закріплюється фундаментними болтами;

1.6.2.2. Антивібраційний монтаж

Антивібраційний монтаж використовують задля запобігання розповсюдження коливань, виникаючих під час роботи багатьох швидкохідних верстатів, на сусідні з ними верстати, також цей метод використовують для захисту від впливу вібрацій сусіднього обладнання, на прецизійні верстати.

Цей метод боротьби з вібраціями полягає у використанні вібропрокладок з високою поглинальною здатністю, які розміщують під підшву фундаменту, рідко використовують інші пружні елементи.

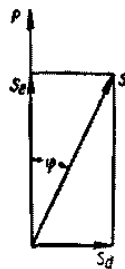


Рис.1.4 Схема зсуву фаз

Ці вібропрокладки виготовляють з пружних металів, які мають властивості «в'язкого» гістерезису, тобто відбувається явище, при якому, деформація відбувається пізніше відносно дії збуджуючої сили і між ними виникає зсув фази (Рис.1.4).

Вібропрокладки ділять на 3 групи:

1. слабкі ($\sigma_{\text{пр}} < 1 \text{ кг/см}^2$), виготовляються з пресованої коркової стружки або гумові ребристі плити (Рис.5);
2. середні ($\sigma_{\text{пр}} = 1\text{--}3 \text{ кг/см}^2$), з натуральної корки чи гладкі гумові листи з наклеєною з двох сторін корком;
3. потужні ($\sigma_{\text{р}} > 3 \text{ кг/см}^2$), плити «антивібрит», жорсткий вовняний повсть просочений парафіном, плити із натурального корку, закріплені сталюю рамою.



Рис. 1.5 Гумова ребриста прокладка

2. ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРОАКУСТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТУ 1К62

2.1 Загальний опис основних характеристик і призначення верстату 1К62

Токарно-гвинторізний верстат 1К62 (Рис.2.1) є одним з найпоширеніших верстатів, який може забезпечити обробку деталей широкого переліку всіх стандартизованих типорозмірів. Цей верстат належить до універсальних верстатів і його основним призначенням є виконання таких токарних робіт: зовнішнє, внутрішнє точіння, нарізання різьб (модульної, метричної, дюймової, торцевої, з нормальним чи збільшеним кроком), нарізання Архімедових спіралей. Токарно-гвинторізні верстати 1К62 найбільш поширені підприємствах які займаються односерійним чи дрібносерійним випуском деталей, оскільки ці верстати за роки себе надійними і невибагливими в обслуговуванні.

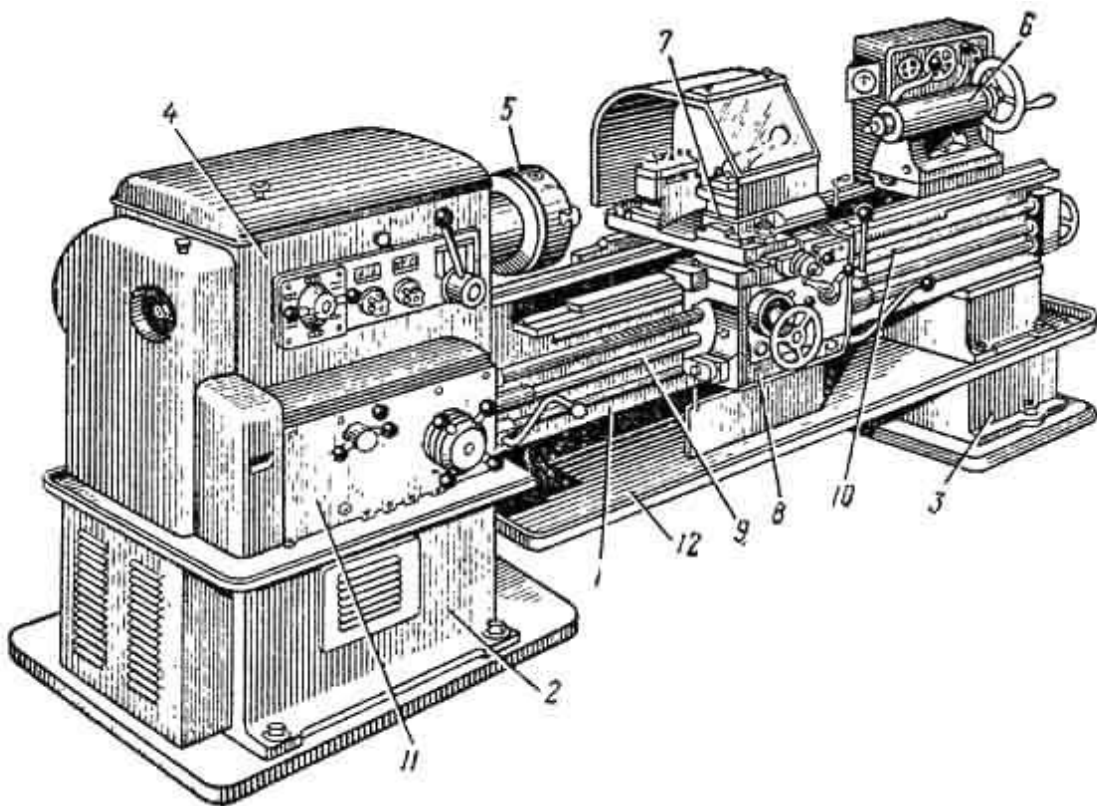


Рис. 2.1 Загальний вигляд токарно-гвинторізного верстата 1К62.

(1-станина; 2-передня тумба; 3 -задня тумба; 4 -передня бабка; 5- патрон;
6 -задня бабка; 7 – різцетримач; 8 - фартух; 9 - ходовий вал; 10- ходовий гвинт;
11-коробка подач; 12- корито)

Завдяки тому, що шпиндель даного верстату встановлено на спеціальних підшипникових вузлах, забезпечується можливість обробки деталей з різних матеріалів (навіть загартованих) з дією ударних навантажень, але при цьому без втрат в точності обробки.

Даний верстат забезпечує також обробку деталей за допомогою мінерало-керамічного чи твердосплавного інструменту, адже в нього під час конструювання було закладено: як для цього класу точності, достатню жорсткість, міцність і вібростійкість всього верстату, так і окремо по складовим частинам, наявність приводів головного руху і подач з високою потужністю і різноманітним діапазоном регулювання швидкостей.

Завдяки конструктивним особливостям задньої бабки:

- можливість її поперечного переміщення - забезпечує обробку пологих конусів;
 - можливість її з'єднання з нижньою частиною супорту і подальшого переміщення вздовж нього, забезпечує можливість виконання свердлильних робіт;
- Для зменшення вібрацій заготовки, під час її оброблення на верстатах 1К62 використовують люнети:
- використання рухомого люнету забезпечує можливість обробки деталі з діаметрами 20-80мм;
 - використання нерухомого, можливість обробки деталі з діаметрами 20-130мм.

Використовуючи спеціальний упор, який встановлюється в передній площині станини, можна досягти обмеження повздовжнього переміщення каретки і такому випадку, швидкість руху супорту не може перевищити 200мм/хв.

Відповідно до технічних характеристик токарно-гвинторізного верстату 1K62 вказаних в паспорті верстату [26], максимальний діаметр заготовки - 400мм; максимальний діаметр прутка, який можливо обробити -45мм.

Коробкою передач верстату забезпечується зміна діапазону швидкостей обертання шпинделю 23 швидкостями, при цьому мінімальна частота обертання шпинделю -12,5 об/хв; максимальна – 2000 об/хв.

Головним приводом верстату 1K62 є асинхронний двигун 4A132M4 потужністю 10 кВт і частотою обертання ротору 1450 об/хв. Можливість регулювання швидкостей подач (повздовжньої і поперечної) і частоти обертання шпинделю, забезпечується спеціальними органами керування, які є окремими один від одного. Під час зміни положення важеля регулювання швидкості, відбувається переключення шестерень, чим і забезпечуються зміна частоти обертання.

Швидке переміщення супорту верстату 1K62 забезпечується додатковим асинхронним двигуном. Для захисту електрообладнання в конструкції електросхеми використано теплові реле, які слугують для захисту двигунів від довготривалих перенавантажень, а також запобіжники, з плавкими елементами, які захищають обладнання від коротких замикань.

На даних верстатах можуть використовуватися 2 види затискних патронів:

- трикулачковий самоцентрівний, діаметр якого 250 мм;
- чотирикулачковий діаметром 400 мм.

Завдяки компоновці, забезпечується можливість модернізації цих верстатів, шляхом встановлення на нього автоматичної системи керування з числовим програмним керуванням або оснащуючи його промисловими роботами.

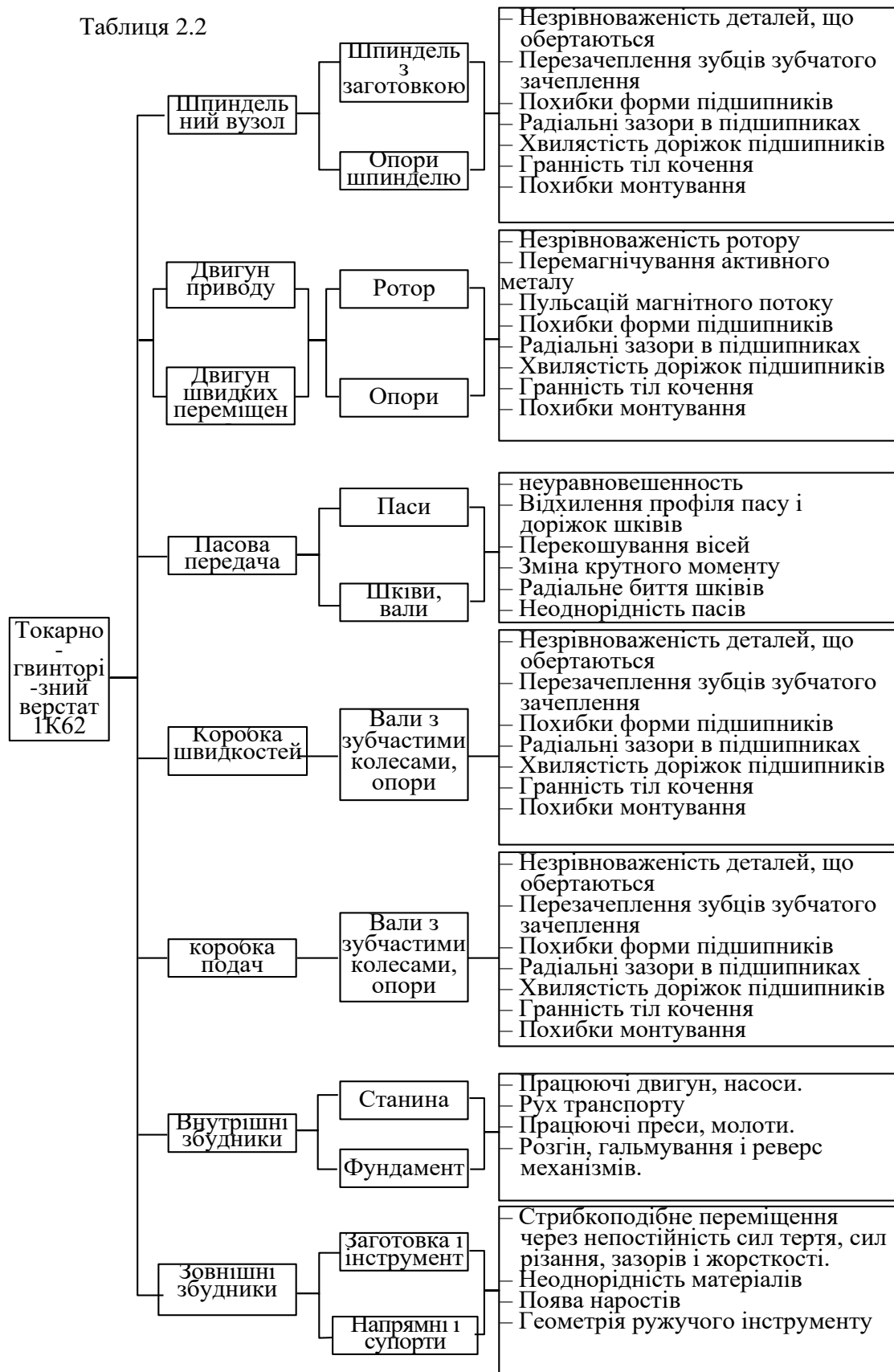
Технічні характеристики верстата 1K62 подано в Додатку А Таблиця 2.1.

2.2 Розрахункова частина

Одним з основних джерел інформації про технічний стан верстату, а також як показник якості, та безпечності для робітника є рівень віброакустичної активності верстату.

Токарно-гвинторізний верстат моделі 1K62 було обрано об'єктом проведення досліджень його стану. Всі ймовірні джерела виникнення вимушених коливань перераховано в Таблиці 2.2

Таблиця 2.2



Проводити діагностування стану верстату можна різноманітними засобами і з використанням різних методів, але одним із найпростіших для реалізації є діагностика, при якій проводиться реєстрування шуму. Завдяки цьому, здавалося б простому методу, можна отримати майже всю інформацію про можливі джерела вібрацій, якими можуть бути безпосередньо задіяні в передачі обертового руху чи технологічних навантажень елементи або «пасивні», тобто ті які не від'єднанні від активної частини кінематичного ланцюга [27].

Спираючись на дані таблиці 1. можна провести розрахункове визначення частот збурюючих впливів в досліджуваному верстаті. Даний розрахунок в подальшому спростить пошук ймовірних джерел віброакустичних коливань верстату на основі аналізу спектрограм шуму (вібрацій), які виникають під час роботи, отриманих під час експериментів. Якщо під час аналізу спостерігається співпадіння пікових частот отриманих при розрахунках і під час експерименту, то цей факт вказує на те, що вібрації цієї частоти є причиною дефектів вузла чи певної деталі. Подальше усунення дефектного елемента дозволить зменшити віброакустичну активність верстату.

2.3 Проведення розрахунків частот, згідно з кінематичною схемою верстату 1K62

Розрахунки здійснювались для частини кінематичної схеми верстата моделі 1K62 – коробки швидкостей (Рис.2.2) [26].

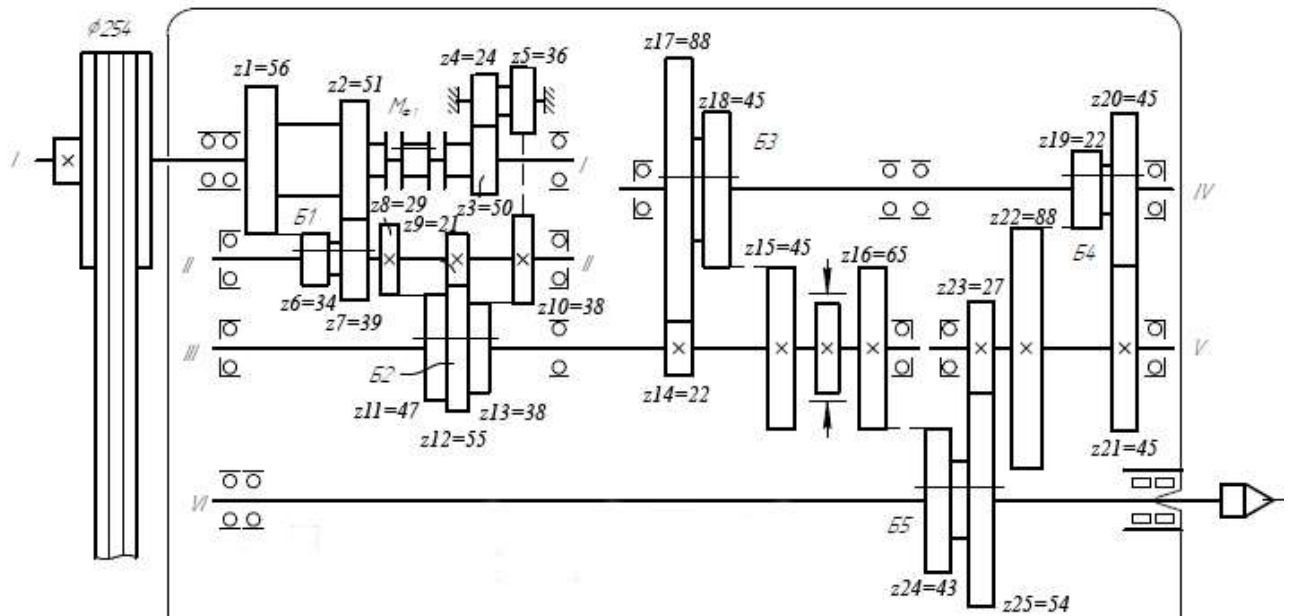


Рис. 2.2 Кінематична схема приводу головного руху верстата мод. 1К62.

Причиною вимушених коливань (вібрацій) є наявність похибок в кінематичних ланцюгах, а також характерні ознаки роботи певних ланок. Частоти цих коливань розраховуються за формулами [28,29]

Збудження викликані перемagnetчуванням активного металу електродвигуна, мають частоту:

$$f_m = 2 \times f_0$$

де f_0 - частота струму електромережі.

Пульсації магнітного потоку в повітряному зазорі асинхронного електродвигуна, мають частоту :

$$f_{\text{пульс.}} = f_0 \times \left[(2 \text{ або }) + z_r \times \frac{R}{p} \times (1 - S) \right]$$

де z_r – число зубців ротору електродвигуна;

$R = 1, 2$ – номер гармоніки;

p - число полюсів електродвигуна;

S – ковзання в електродвигуні, в %.

Похибки виготовлення і збирання деталей, які обертаються, генерують вимушенні коливання на частоті:

$$f_p = \frac{n_i}{60}$$

де n_i – частота обертання деталі чи вузла.

Основним джерелом вимушених коливань є зубчасті колеса. В процесі роботи верстату в зачепленнях відбуваються удари, які визначаються перезачепленням зубів зубчастих передач і мають частоту:

$$f_{п.з.} = \frac{n_i \times z_j}{60}$$

де z_j – число зубів зубчастого колеса.

Відхилення форми підшипників кочення викликають коливання, на частоті:

$$f_p = \frac{n_i}{2 \times 60}$$

Радіальні зазори в підшипниках кочення викликають коливання на частоті:

$$f_\phi = \frac{n_i \times z_t}{2 \times 60}$$

де z_t – число тіл кочення в підшипникові.

Хвилястість бігових доріжок підшипників кочення приводить до коливань на частоті :

для зовнішніх доріжок:

$$f_{зовн.} = \frac{f_\phi \times (1 + \frac{d_T}{D_0}) \times z_\Gamma \times z_x}{q}$$

для внутрішніх доріжок:

$$f_{\text{внут.}} = \frac{f_{\phi} \times (1 - \frac{d_T}{D_0}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q}$$

Гранність (овальність) тіл кочення призводить до виникнення коливань з частотами:

для зовнішніх доріжок:

$$f_{\text{гр.зовн.}} = \frac{f_p \times (\frac{D_0}{d_T} + \frac{d_T}{D}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q}$$

для внутрішніх доріжок:

$$f_{\text{гр.внут.}} = \frac{f_p \times (\frac{D_0}{d_T} - \frac{d_T}{D}) \times z_{\Gamma} \times z_x}{q}$$

де D_0 – діаметр окружності центрів кульок; d_m – діаметр тла кочення; z_x – число хвильок на доріжках кочення; z_z – число граней тіл кочення; $q = 120/n$.

Під час визначення частотних діапазонів приймаються такі допущення : частоти викликані дефектами підшипників не розраховуються, адже вони є доволі точними і можливі збудження, викликані ними враховуємо як дефекти незрівноваженості деталей, що обертаються, а також як перезачеплення зубчастих передач. При розрахунках враховано, що частина коліс постійно знаходиться у зачепленні (Z_3 - Z_4 - Z_5 - Z_{10} , Z_{14} - Z_{26} , Z_{23} - Z_{24}).

Подальший аналіз віброакустичної активності відбувається за частотами, наведеними в Герцах (Гц).

Згідно з паспортом токарно-гвинторізного верстату 1K62 [26] його головний привід представлено короткозамкненим асинхронним двигуном 4A132M4, відповідно до цього проводять розрахунки можливих збуджень:

- перемагнічуванням активного металу електродвигуна, мають частоту:

$$f_m = 2 \times f_0$$

де f_0 - частота струму електромережі і є рівною 50 Гц.

➤ Пульсації магнітного потоку в повітряному зазорі асинхронного електродвигуна, мають частоту :

$$f_{\text{пульс.}} = f_0 \times \left[(2 \text{ або }) + z_r \times \frac{R}{p} \times (1 - S) \right]$$

де z_r – число зубців ротору електродвигуна і для даного двигуна становить 34;

$R = 1,2$ – номер гармоніки;

$p = 4$ - число полюсів електродвигуна;

$S=2,8\%$ – ковзання в електродвигуні.

Частота обертання електродвигуна:

$$f_{\text{ел.дв.}} = \frac{n}{60}$$

де n -номінальна частота обертання двигуна, згідно з характеристиками $n=1450\text{об/хв}$;

Згідно з кінематичною схемою верстату, приведеною на Мал.3.2.1 , відомо що обертання валу I забезпечується від електродвигуна 4A132M4 через клинопасову передачу, з ведучим шківом 142см і веденим 254см. Відповідно до цих даних, частота обертання валу I, в ту ж чергу і частота коливань самого валу і коливань, які є викликаними незрівноваженістю змонтованих на нього деталей , розраховується за формулою:

$$f_I = f_{\text{ел.дв.}} * \frac{d_{\text{ведуч.шк.}}}{d_{\text{веден.шк.}}};$$

,де $d_{\text{ведуч.шк.}}$ – діаметр ведучого шківа, а $d_{\text{веден.шк.}}$ - діаметр веденого шківа

Оскільки на валу I наявна муфта M1, надається можливість, при вмиканні її вліво, забезпечити пряме обертання шпинделя (прямий рух), а у випадку вмикання її вправо – реверсивне обертання (реверсивний рух). Саме тому, в подальших

розрахунках, спочатку будуть проведені розрахунки для кінематичного ланцюга передачі обертання прямого руху шпинделю, а потім для реверсивного.

Обертання валу II передається від валу I, завдяки шестерням $z1/z6$ (56/34) і $z2/z7$ (51/39). Розрахунки проводяться за формулами:

$$f_{II-1} = f_I * \left(\frac{z1}{z6}\right);$$

$$f_{II-2} = f_I * \left(\frac{z2}{z7}\right)$$

тоді значення частот обертань валу II становлять:

Також необхідно виконати розрахунки частот коливань, викликаних в результаті перезачеплення зубів шестерень, за формулами:

$$f_{\frac{z1}{z6}} = f_I * z1$$

$$f_{\frac{z2}{z7}} = f_I * z2$$

,де $z1$ і $z2$ кількість зубів зубчастих коліс 1 і 2 відповідно, тоді значення частот перезачеплення становлять:

Розрахунки частот обертання решти елементів приводу головного руху виконуються за аналогією, до вже виконаних розрахунків.

Від валу II, на вал III забезпечується передача двох частот обертання, завдяки шестерням $z8/z11$ (29/47) і $z9/z12$ (21/55).

$$f_{III-1} = f_{II-1} * \left(\frac{z8}{z11}\right)$$

$$f_{III-2} = f_{II-2} * \left(\frac{z9}{z12}\right)$$

Частоти перезачеплення :

$$f_{\frac{z8}{z11}} = f_{II-1} * z8$$

$$f_{\frac{z9}{z12}} = f_{II-2} * z9$$

Від валу III, на вал IV забезпечується передача чотирьох частот обертання, завдяки шестерням $z14/z17$ (22/88) і $z15/z18$ (45/45).

$$f_{IV-1} = f_{III-1} * \left(\frac{z14}{z17}\right) \qquad f_{IV-3} = f_{III-2} * \left(\frac{z14}{z17}\right)$$

$$f_{IV-2} = f_{III-1} * \left(\frac{z15}{z18}\right) \qquad f_{IV-4} = f_{III-2} * \left(\frac{z15}{z18}\right)$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$f_{\frac{z14}{z17}} = f_{IV-1} * z14 \qquad f_{\frac{z14}{z17}} = f_{IV-3} * z14$$

$$f_{\frac{z15}{z18}} = f_{IV-2} * z15 \qquad f_{\frac{z15}{z18}} = f_{IV-4} * z15$$

Від валу IV на вал V передається 8 частот обертання, через шестерні $z19/z22$ (22/88) і $z20/z21$ (45/45):

$$f_{V-1} = f_{IV-1} * \left(\frac{z19}{z22}\right) \qquad f_{V-5} = f_{IV-3} * \left(\frac{z19}{z22}\right)$$

$$f_{V-2} = f_{IV-1} * \left(\frac{z20}{z21}\right) \qquad f_{V-6} = f_{IV-3} * \left(\frac{z20}{z21}\right)$$

$$f_{V-3} = f_{IV-2} * \left(\frac{z19}{z22}\right) \qquad f_{V-7} = f_{IV-4} * \left(\frac{z19}{z22}\right)$$

$$f_{V-4} = f_{IV-2} * \left(\frac{z20}{z21}\right) \qquad f_{V-8} = f_{IV-4} * \left(\frac{z20}{z21}\right)$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} = f_{V-1} * z_{19}$$

$$f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} = f_{V-5} * z_{19}$$

$$f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} = f_{V-2} * z_{20}$$

$$f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} = f_{V-6} * z_{20}$$

$$f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} = f_{V-3} * z_{19}$$

$$f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} = f_{V-7} * z_{19}$$

$$f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} = f_{V-4} * z_{20}$$

$$f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} = f_{V-8} * z_{20}$$

Від валу V на вал VI передається 8 частот обертання, через шестерні z_{23}/z_{25} (27/54):

$$f_{VI-1} = f_{V-1} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-5} = f_{V-5} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-2} = f_{V-2} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-6} = f_{V-6} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-3} = f_{V-3} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-7} = f_{V-7} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-4} = f_{V-4} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

$$f_{VI-8} = f_{V-8} * \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right)$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-1} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-4} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-2} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-5} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-3} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-6} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-7} * z_{23}$$

$$f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} = f_{VI-8} * z_{23}$$

Розрахунки частот реверсивного руху шпинделя:

У випадку коли муфту переведено в ліве положення, обертання від валу I передається валу II через шестерні z_3/z_4 (50/24) і z_5/z_{10} (36/38), тоді частота обертання буде рівною:

$$f_{II-3} = f_I \times \left(\frac{z_3}{z_4}\right) \times \left(\frac{z_5}{z_{10}}\right);$$

Частоти коливань, викликані в результаті перезачеплення зубів шестерень:

$$f_{\frac{z_{10}}{z_5}} = f_{II-1} \times z_{10};$$

$$f_{\frac{z_{10}}{z_5}} = f_{II-2} \times z_{10};$$

$$f_{\frac{z_4}{z_3}} = f_{II-1} \times \left(\frac{z_{10}}{z_5}\right) \times z_4;$$

$$f_{\frac{z_4}{z_3}} = f_{II-2} \times \left(\frac{z_{10}}{z_5}\right) \times z_4;$$

Від валу II, на вал III забезпечується передача частоти обертання, завдяки шестерні z_{10}/z_{13} (38/38):

$$f_{III-3} = f_{II-3} \times \left(\frac{z_{10}}{z_{13}}\right);$$

Частоти перезачеплення :

$$f_{\frac{z_{10}}{z_{13}}} = f_{III-3} \times z_{10};$$

Від валу III, на вал IV забезпечується передача двох частот обертання, завдяки шестерням z_{14}/z_{17} (22/88) і z_{15}/z_{18} (45/45).

$$f_{IV-5} = f_{III-3} \times \left(\frac{z_{14}}{z_{17}}\right);$$

$$f_{IV-6} = f_{III-3} \times \left(\frac{z_{15}}{z_{18}}\right);$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$f_{\frac{z_{14}}{z_{17}}} = f_{IV-5} \times z_{14};$$

$$f_{\frac{z_{15}}{z_{18}}} = f_{IV-6} \times z_{15};$$

Від валу IV на вал V передається 4 частоти обертання, через шестерні z_{19}/z_{22} (22/88) і z_{20}/z_{21} (45/45):

$$\begin{aligned} f_{V-9} &= f_{IV-5} \times \left(\frac{z_{19}}{z_{22}}\right); & f_{V-11} &= f_{IV-6} \times \left(\frac{z_{19}}{z_{22}}\right); \\ f_{V-10} &= f_{IV-5} \times \left(\frac{z_{20}}{z_{21}}\right); & f_{V-12} &= f_{IV-6} \times \left(\frac{z_{20}}{z_{21}}\right); \end{aligned}$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$\begin{aligned} f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} &= f_{V-9} \times z_{14}; & f_{\frac{z_{19}}{z_{22}}} &= f_{V-11} \times z_{14}; \\ f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} &= f_{V-10} \times z_{15}; & f_{\frac{z_{20}}{z_{21}}} &= f_{V-12} \times z_{15}; \end{aligned}$$

Від валу V на вал VI передається 4 частоти обертання, через шестерні z_{23}/z_{25} (27/54)

$$\begin{aligned} f_{VI-9} &= f_{V-9} \times \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right); & f_{VI-11} &= f_{V-11} \times \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right); \\ f_{VI-10} &= f_{V-10} \times \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right); & f_{VI-12} &= f_{V-12} \times \left(\frac{z_{23}}{z_{25}}\right); \end{aligned}$$

Частоти перезачеплення зубів становлять:

$$\begin{aligned} f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} &= f_{VI-9} \times z_{23}; & f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} &= f_{VI-11} \times z_{23}; \\ f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} &= f_{VI-10} \times z_{23}; & f_{\frac{z_{23}}{z_{25}}} &= f_{VI-12} \times z_{23}; \end{aligned}$$

Результати проведених розрахунків представлено в Додатку А , Таблиця 2.

2.4 Засоби проведення експерименту з віброакустичної діагностики верстату

Наступним кроком, після проведення розрахунків частот коливань, викликаних елементами коробки швидкостей токарно-гвинторізного верстату 1К62, є процес запису сигналів віброакустичної активності верстату і їх подальший аналіз.

Запис віброакустичної активності проводився за допомогою спеціального приладу ВШВ-003-М3 (вимірювач шуму і вібрацій) (Рис.2.3).



Рис.2.3 Загальний вигляд ВШВ-003-М3

ВШВ-003-М3 представляє собою - вимірювальний прилад, мікрофонний капсуль (перетворювач звукового тиску), вимірювачі вібрацій, з'єднаних з прибором спеціальними роз'ємами.

Принцип роботи оснований на підсилюванні і вимірюванні електричного сигналу від перетворювачів (шуму чи вібрацій), який є пропорційним віброшвидкості, віброприскоренню чи звуковому тиску

Цей прилад призначений для виконання робіт з вимірювання і аналізу рівнів вібрацій чи шумів в промислових приміщеннях і не тільки. Під час проведення різноманітних робіт з випробувань машин чи механізмів чи контролю якості, його використовують для визначення джерел(а) вібрацій чи шумів.

Технічні характеристики приладу вказано в таблиці 3.

Таблиця 2.3

Основні технічні характеристики ВШВ-003-М3

Параметри	Значення
Номінальний діапазон вимірювання:	
• вимірювання параметрів вібрації	від 1 до 12000 Гц
• рівня звукового тиску	від 2 до 18000 Гц
Частотні характеристики	А, В, С, ЛН
Динамічний діапазон вимірювання параметрів вібрації:	
• віброприскорення	від 3×10^3 до 10^3 м/с ²
• віброшвидкості	від 3×10^2 до 10^4 м/с ²
• рівня звуку	від 22 до 140 дБ
Основні похибки вимірювання:	
• параметрів шуму	±0,7
• параметрів вібрацій	±10%

Аналіз сигналу віброакустичної активності універсального токарно-гвинторізного верстату 1К62, який було попередньо записано завдяки приладу ВШВ-003-М3 (вимірювач шуму і вібрацій) проводився на основі спектру, побудованого програмою аналізатором SpectraPlus.

Завдяки використанню цієї програми забезпечується можливість проведення FFT-аналізу (тобто виконання швидкого перетворення Фур'є) звукових сигналів в режимі реального часу, з забезпеченням високої роздільної здатності. Цією програмою аналізатором забезпечується точність вибірки 24 біти, завдяки

використанню алгоритму ФТТ оброблюються записи до 1048580 відліків довжини сигналу, з частотою дискретизації близько 200 кГц.

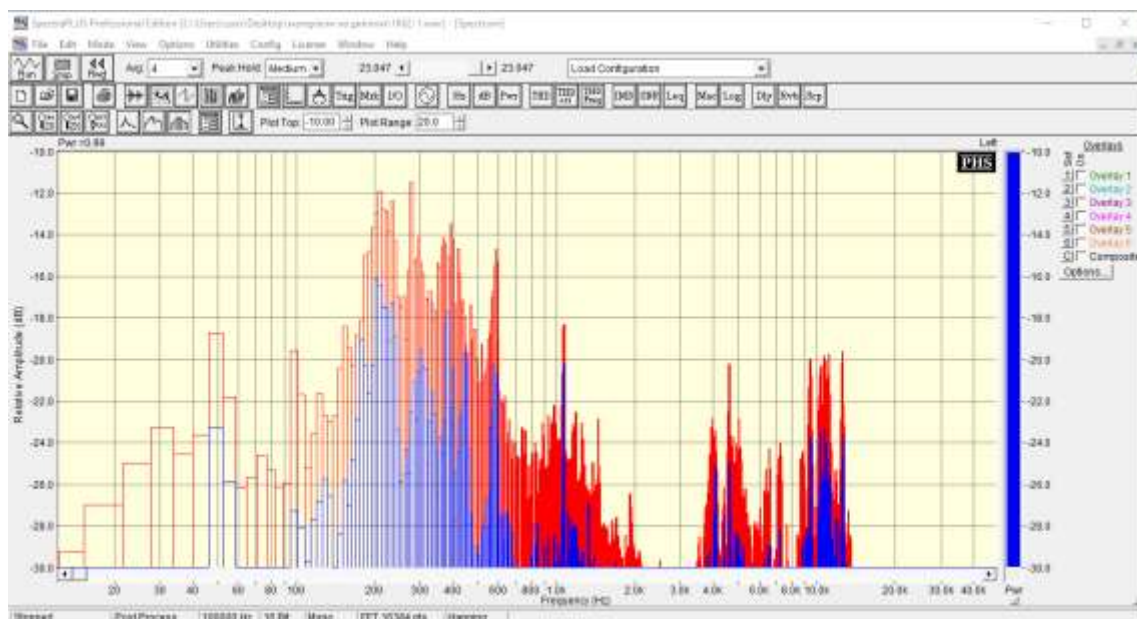


Рис.2.4 Інтерфейс програми аналізатора SpectraPlus

Програма аналізатор забезпечує відображення інформації на таких режимах: тимчасова функція, фазовий спектр, побудова спектрограм. У випадку необхідності проведення аналізу складних спектральних картин, наявний спеціальний інструмент, який дозволяє виконати тривимірну багатокольорову поверхню. Для облегшення процесу проведення аналізу, додатково програма забезпечує виконання таких функцій: аналіз спотворень, цифрова фільтрація, можливість використання вікон згладжування, обробку даних з усередненням, перекриттям, утриманням піків. Також однією із переваг використання цієї програми аналізатору є те, що завдяки ній можливо проводити запис і відтворення wav-файлів з їх подальшою обробкою.

2.5 Аналіз спектрограми отриманої в результаті експерименту

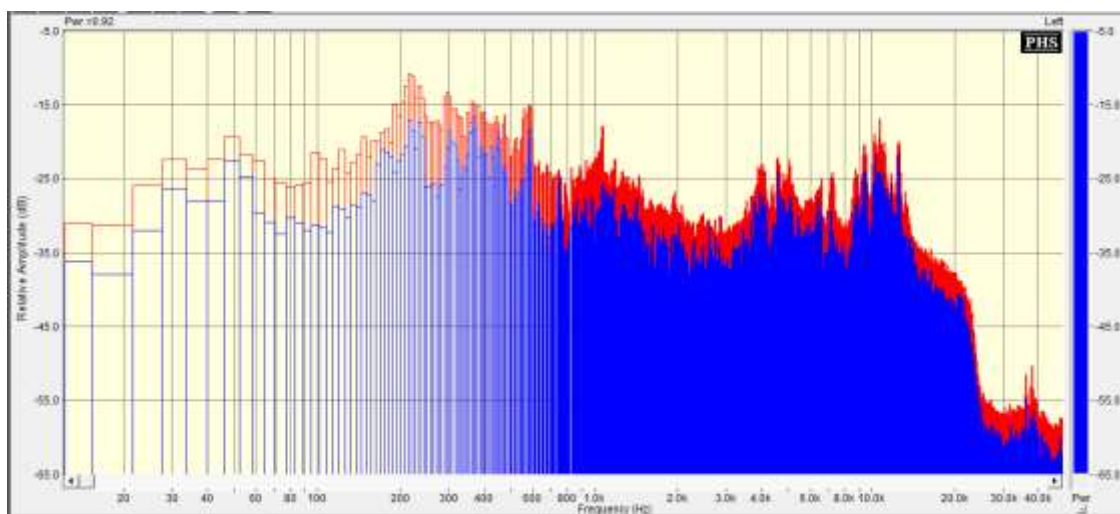


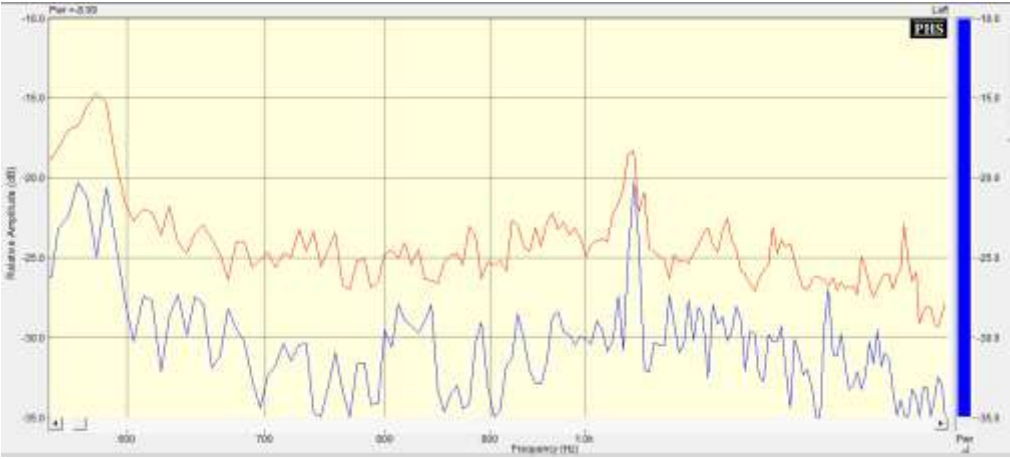
Рис.2.5 Спектрограма отримана завдяки програмі аналізатору Spectra Plus

Частотний діапазон програми аналізатора знаходиться в межах від 12 до 49500 Гц, що забезпечує можливість аналізу широкого діапазону частот, в разі використання приладів запису, з ширшим діапазоном вимірювання, ніж в використаного для цього дослідження ВШВ. Звернувшись до спектрограми (Рис.2.5), помітно, що на частотах 12000 Гц спостерігається різкий спад рівнів, який пояснюється технічними характеристиками приладу вимірювача.

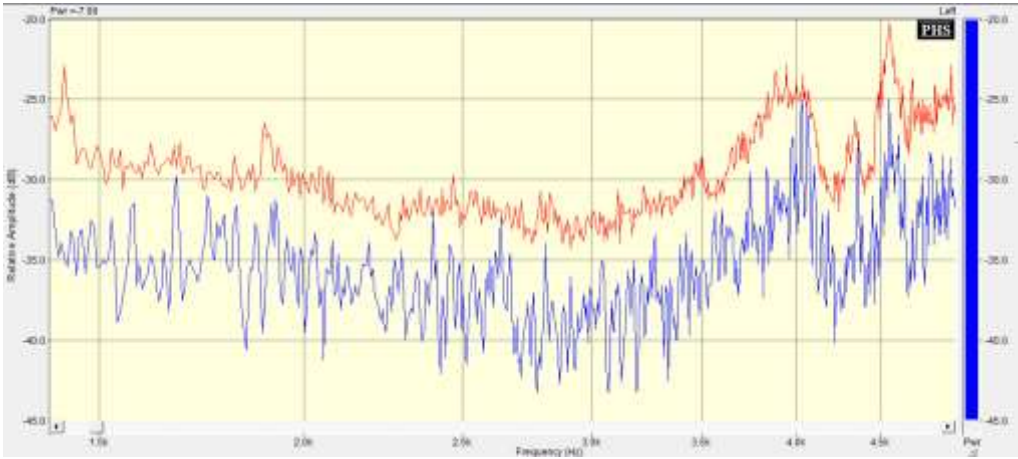
Проведення подальшого аналізу отриманої спектрограми можна проводити і на наявному повному діапазоні частот, але в такому випадку пікові значення на певних частотах можуть збігатися один з одним, тому прийнято, що подальший аналіз спектру проводиться частинами, приділяючи основну увагу на зони з близькими до розрахованих попередньо частот вимушених коливань приводу (Рис.2.6)



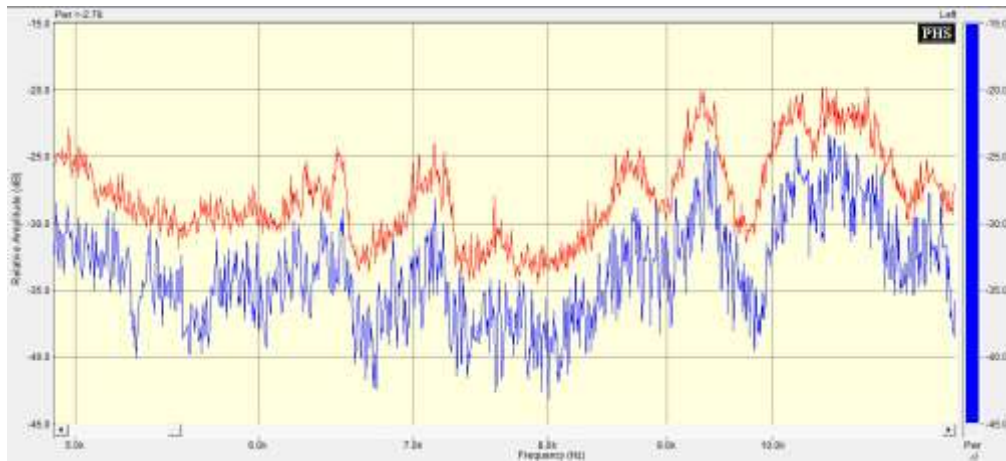
a)



b)



B)



г)

Рис.2.6 Спектрограма віброакустичної активності токарно-гвинторізного верстату 1К62: а) частоти на проміжку 12...600 Гц; б) частоти на проміжку 550...1500 Гц; в) частоти на проміжку 1400...5000 Гц; г) частоти на проміжку 4900...12000 Гц.

Під час проведення аналізу, було прийнято допущення, що розраховані частоти, і частоти отримані експериментально, можуть відрізнятися, через наявність ковзання в асинхронному двигуні, а також розширено діапазон проведення аналізу в два рази, адже на отриманій спектрограмі чітко простежується наявність кратності для частоти двигуна 24,17 Гц, а саме наявні такі пікові значення на частотах: 49,3 Гц; 98,4Гц; 177 Гц; 378Гц; 770,3Гц; 1582Гц.

Аналітична інформація отримана в процесі аналізу спектру віброакустичної активності верстату і розрахованих значень частот викликаних незрівноваженістю валів і наявних на них деталей, а також частот від перезачеплення зубців зубчастих передач, відображена в таблицях 4 і 5.

Таблиця 2.4

Значення експериментальних частот при правому (прямому) обертанні шпинделя, які є близькими до розрахованих.

Значення частот отриманих під час експерименту, Гц	Попередньо розраховані значення частот, Гц	Вали на яких спостерігаються співпадіння частот	Джерело коливань
13,89	12,745	VI	ППЗ z23 і z25
	13,51	I	Незрівноваженість валів і деталей на них
	13,73	III, IV, V	
49,3	46,305	VI	ППЗ z23/z25
74,1	75,46	IV	ППЗ z14 і z17
	75,46	V	ППЗ z19 і z22
	75,825		ППЗ z20 і z21
141,2	141,54	III	ППЗ z20/z12
	148,28	V	ППЗ z19 і z22
158,9	154,35	V	ППЗ z20/z21
300,8	302,06	V	ППЗ z19 і z22
	303,3		ППЗ z20 і z21
	303,3	IV	ППЗ z15 і z18
397,1	398,17	III	ППЗ z8 і z11
619,34	617,85	V	ППЗ z15 і z18
685,91	689,01	II	ППЗ z2 і z7
745,5	756,5Гц	II	ППЗ z1 і z6

Таблиця 2.5

Значення експериментальних частот при реверсі, які є близькими до розрахованих.

Значення частот отриманих під час експерименту, Гц	Попередньо розраховані значення частот, Гц	Вали на яких спостерігаються співпадіння частот	Джерело коливань
146,2	146,64	IV	ПЗЗ z14 і z17
		V	ПЗЗ z19 і z22
453,6	447,38	II	ПЗЗ z4 і z3
508,2	498,52	V	ПЗЗ z19 і z22
567,7	563,6	II	ПЗЗ z4 і z3
665,8	671,08	II	ПЗЗ z10 і z5
839,1	845,4	II	ПЗЗ z10 і z5
1002,9	1013,08	III	ПЗЗ z10 і z13
1208,4	1199,7	IV	ПЗЗ z15 і z18
		V	ПЗЗ z20 і z21

В результаті проведених розрахунків і аналізу експериментальних даних, можна свідчити, що в досліджуваному верстаті генерується доволі широкий спектр частот від 0,21 Гц до 1199,7 Гц, джерелами збурень якого є: незрівноваженість валів приводу і деталей встановлених на них, перезачеплення зубців зубчастих передач.

Аналізуючи експериментально отриманий спектр в програмі аналізаторі SpectraPlus було встановлено, що найчастіше пікові значення амплітуд вимушених коливань знаходять в діапазоні від 200 – 600Гц. При цьому, було відстежено закономірність, генерації частот 145-155Гц, 290-310Гц, 670-690Гц, 1195-1200Гц, на основі якої, можна висунути припущення, що частоти на цих проміжках викликані резонансом частот джерел збурень вимушених коливань і власних коливань певних елементів коробки швидкостей верстату.

Беручи за основу результати розрахунків, можна припустити, що можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 145-155Гц є:

1. зубчасте зачеплення валу III і валу групи перебору IV через зубчасту передачу z_9 і z_{12} ;
2. зубчасте зачеплення валу V і валу групи перебору VI через зубчасті передачі z_{20} і z_{21} і z_{19} і z_{22} ;
3. зубчасте зачеплення валів групи перебору IV і валу групи перебору V
4. зубчасте колесо $z = 38$ на валу III

Можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 290-310Гц є:

1. зубчасте зачеплення валу IV і валу групи перебору V через зубчасту передачу ПЗЗ z_{19} і z_{22} , ПЗЗ z_{20} і z_{21} , ПЗЗ z_{15} і z_{18}
2. зубчасте зачеплення валу V і валу групи перебору VI через зубчасті передачі z_{20} і z_{21} і z_{19} і z_{22} ;
3. зубчасте колесо $z = 45$ на валу IV.

Можливими джерелами збурень вимушених коливань на діапазоні 670-690Гц є:

1. зубчасті зачеплення валу II з зубчастими колесами групи реверсу II.

Окремо для ланцюга реверсу, спостерігається повторювання частот 1190-1200Гц, які можуть бути викликані:

1. зубчастим зачеплення валу IV і валу групи перебору V через зубчасту передачу ПЗЗ z_{19} і z_{22} , ПЗЗ z_{20} і z_{21} ;
2. зубчастою парою z_{45}/z_{45} на валу IV.

Проведення подібного експерименту, але з використанням більш точного обладнання, а також із змінами методики його проведення, надасть можливість більш точного виявлення джерел вимушених коливань на вище перерахованих групах передач.

2.6 Діагностування стану шпиндельного вузла з використанням CAD/CAE системи Autodesk Inventor.

Використання комплексної CAD/CAE системи AUTODESK INVENTOR надає можливість на основі вбудованого модуля «Аналіз Напружень» провести віртуальний експеримент, результатом якого є аналіз напруженого- деформованого стану і резонансних частот коливання шпиндельного вузла за спрощеним методом скінченних елементів.

Модулем «Аналіз напружень» передбачено можливість виконання таких типів моделювання:

Статичний аналіз – проводиться оцінка напруженого- деформованого стану (напружень, деформацій, зміщень, запасу міцності).

Модальний аналіз – проводиться оцінка частот власних коливань системи, при цьому включаючи можливі переміщення жорсткого тіла.

Виконання даного віртуального експерименту, результатом якого є дослідження напружено-деформованого стану і частот власних коливань шпиндельного вузла токарно-гвинторізного верстату 1K62, відбувалося відповідно до джерел [30-32]

2.6.1 Проведення статичного аналізу і його результат.

Статичний аналіз необхідний коли необхідно розрахувати сили переміщень, напружень, навантаження і реакцій, викликаних в результаті прикладання до об'єкту дослідження навантажень., адже при цьому відбувається деформація тіла.

Проводячи статичний аналіз приймають припущення:

- 1) навантаження які прикладено до тіла, додаються поступово доки не буде досягнуто повних величин, після цього вони приймаються постійними. Використовуючи таке припущення можна знехтувати під час розрахунку внутрішніми силами, адже швидкість і прискорення дії зовнішніх сил є порівняно низькою. У випадку прикладання динамічних навантажень які супроводжуються

внутрішніми і демпфуючими силами, необхідно проводити перевірку виконання цього допущення.

2) залежність між прикладеним навантаженням і викликану ним реакцією є лінійною. Це припущення виконується якщо: навантаження є постійними за напрямком і величиною; переміщення викликані дією навантаження є порівняно малими; до матеріалу з якого виготовлено досліджуванний об'єкт, можна використати закон Гука.

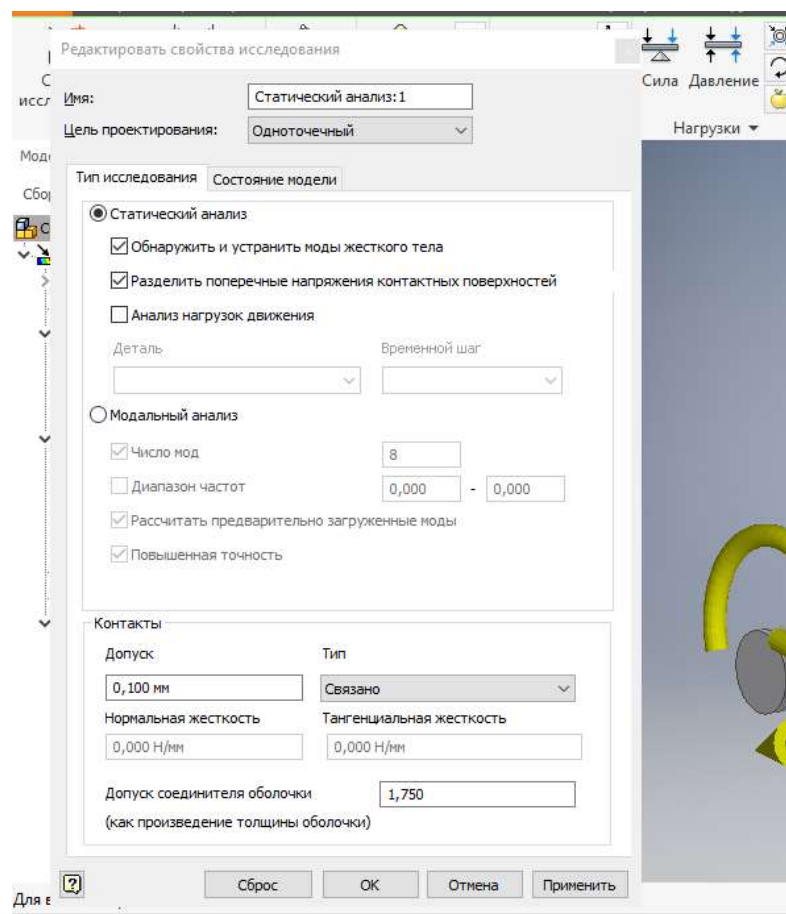


Рис.2.7 Интерфейс модулю «Аналізу Напружень» при виконанні «Статичного аналізу»

Таблица 2.6

Матеріал досліджуваного шпинделю

Имя	Сталь	
Общие	Массовая плотность	7,85 г/см ³
	Предел текучести	207 МПа

	Окончательный предел прочности растяжения	345 МПа
Напряжение	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коэффициент Пуассона	0,3 бр
	Модуль упругости при сдвиге	80,7692 ГПа
Имена деталей	Вал	

Таблица 2.7

Силы и моменты реакції:

Имя зависимости	Сила реакции		Реактивный момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Опора:1	1759,59 Н	0 Н	447,669 Н м	-0,409463 Н м
		-1521,98 Н		-442,487 Н м
		-883,034 Н		67,9149 Н м
Опора:2	1005,42 Н	34,9719 Н	101,728 Н м	0,155837 Н м
		-96,4037 Н		101,509 Н м
		1000,18 Н		6,68199 Н м
Опора:3	150,543 Н	-34,9141 Н	13,6086 Н м	-0,0986161 Н м
		24,9924 Н		13,5747 Н м
		-144,29 Н		0,956111 Н м

Таблица 2.8.

Результати проведенного «Статичного розрахунку»:

Имя	Минимальная	Максимальная
Объем	5257000 мм ³	
Масса	41,2675 кг	
Напряжение по Мизесу	0,2214 МПа	137,286 МПа
1-ое основное напряжение	-9,16253 МПа	88,8304 МПа
3-е основное напряжение	-87,2509 МПа	13,1953 МПа
Смещение	26,0278 мм	1684,39 мм
Козфф. запаса прочности	1,5078 бр	15 бр
Напряжение XX	-38,3109 МПа	37,5188 МПа
Напряжение XY	-69,6042 МПа	72,4482 МПа
Напряжение XZ	-75,6397 МПа	63,661 МПа
Напряжение YY	-40,0862 МПа	61,405 МПа

Напряжение YZ	-48,6588 МПа	64,8745 МПа
Напряжение ZZ	-58,3473 МПа	47,4433 МПа
Смещение по оси X	-0,0107025 мм	0,0110362 мм
Смещение по оси Y	-1684,38 мм	1684,38 мм
Смещение по оси Z	-1684,38 мм	1684,39 мм
Эквивалентная деформация	0,00000108446 бр	0,00056667 бр
1-ая основная деформация	-0,000000115918 бр	0,000491594 бр
3-я основная деформация	-0,000500623 бр	0,000000296241 бр
Деформация XX	-0,000166356 бр	0,000164332 бр
Деформация XY	-0,000430883 бр	0,000448489 бр
Деформация XZ	-0,000468246 бр	0,000394092 бр
Деформация YY	-0,000238936 бр	0,000372084 бр
Деформация YZ	-0,000301221 бр	0,000401604 бр
Деформация ZZ	-0,000369239 бр	0,000273732 бр

Графічне відображення результаті аналізу:

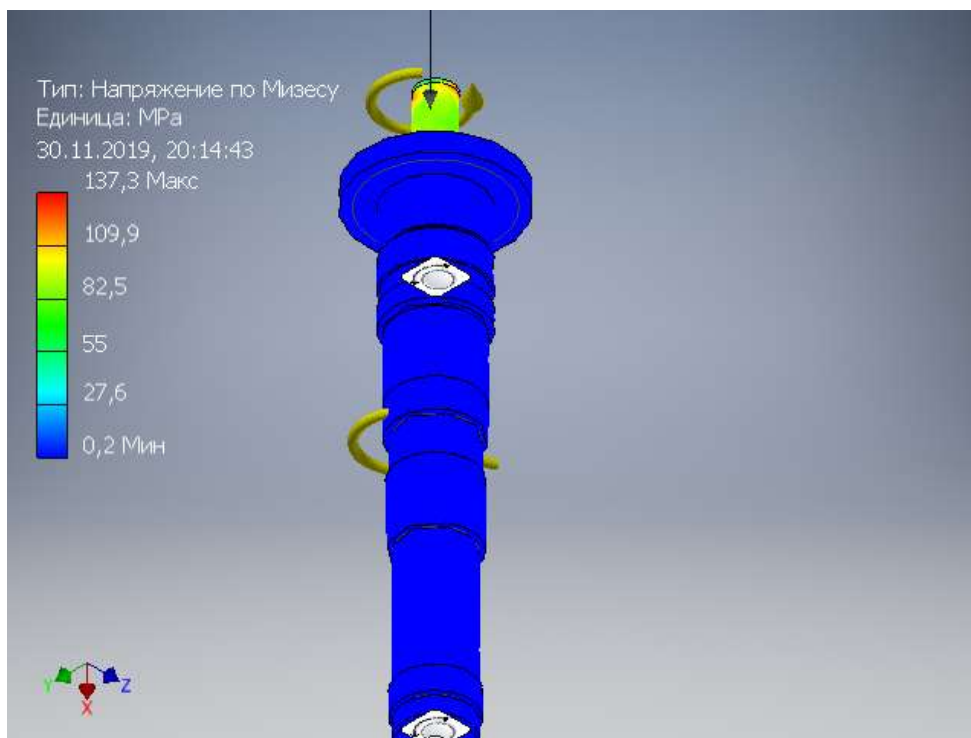


Рис.2.8 Напруження по Мізесу

Напруження по Мізесу представлено на Рис.2.8 На цьому зображенні відображено, що найбільші напруження діють на площину заготовки.

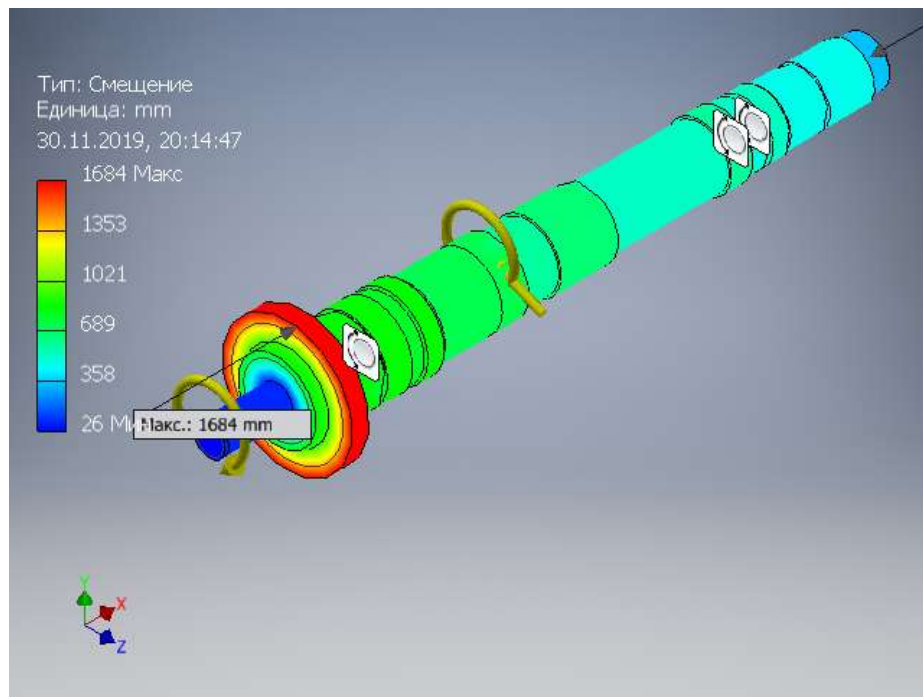


Рис.2.9 Зміщення

На Рис.2.9 зображено зміщення елементів шпинделя, викликане дією крутних моментів і прикладених до нього сил. На основі Рис.3 можна констатувати : найбільшого зміщення зазнає фланець шпинделя, найменшого крайня шийка валу.

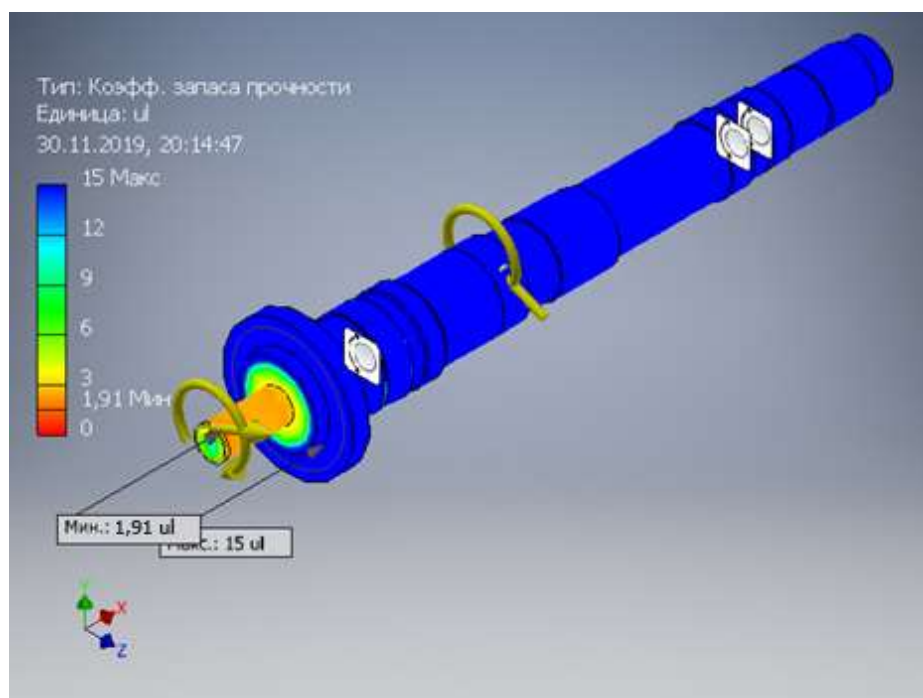


Рис.2.10 Коефіцієнт запасу міцності.

На Рис 2.10. виведені розрахунки коефіцієнта запасу міцності. Як видно найменший коефіцієнт запасу міцності має спрощена модель оброблюваної заготовки $k_{\text{зап.}}=1,91$. Оскільки $k_{\text{зап.}}=1,91 > [k_{\text{зап.}}] = 1,5$, то умова міцності виконується.

2.6.2 Проведення модального (частотного) аналізу і його результати

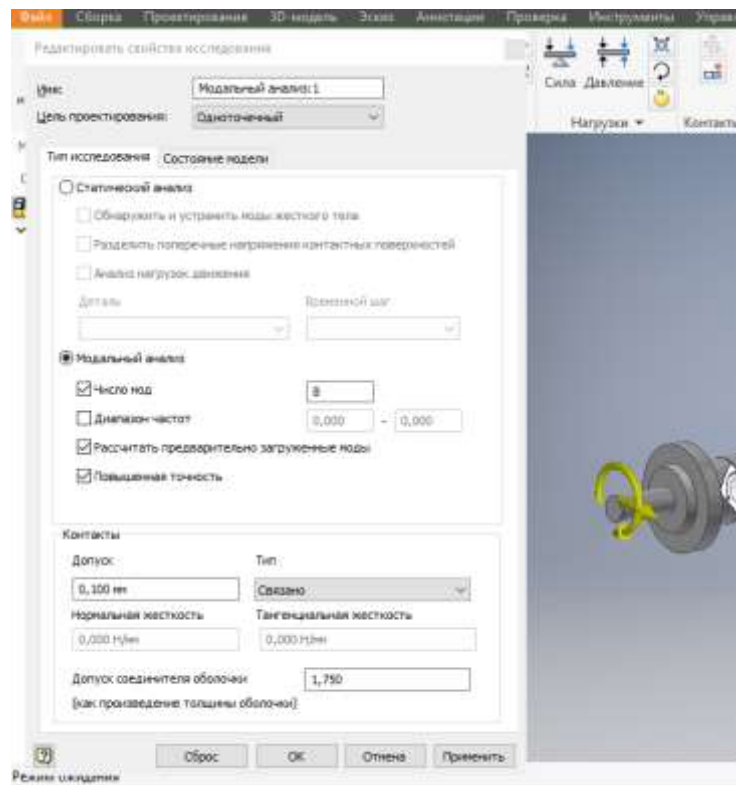


Рис.2.11 Интерфейс модулю «Аналізу Напружень» при виконанні «Модального аналізу

Проведення модального (частотного) аналізу є надзвичайно важливим для моделей, які зазнають циклічних і вібраційних навантажень, адже він дозволяє розрахувати частоти власних коливань і в подальшому з урахуванням напружень, діючих на модель, уникнути явища резонансу.

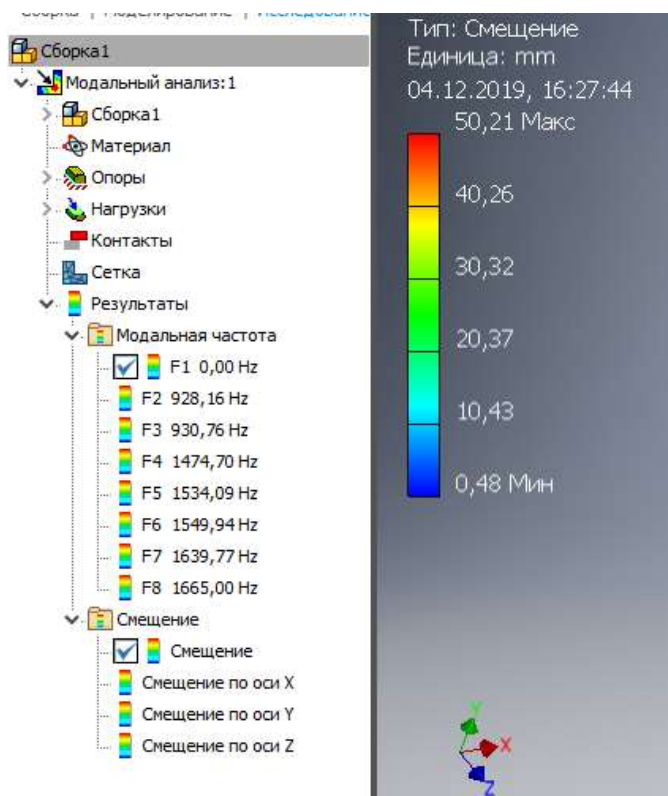


Рис.2.12 Вікно одержаних результатів «Модального аналізу» в модулі «Аналіз напружень»

В вікні браузера (Рис.2.12) у вкладці «Результати» відображено розраховані програмно частоти власних коливань, відповідно до попередньо обраного числа мод. Якщо обрати одну з обраних частот в головному вікні, відображається проградуїрована, відповідно до максимальних напружень, модель. Опираючись на дані шкали, можна відстежити зміщення точок кінцевих елементів, оцінку величини цього зміщення можна проводити по осям X,Y,Z у вкладці «Зміщення» вікна браузера.

Результати проведеного модального аналізу відображені нижче:

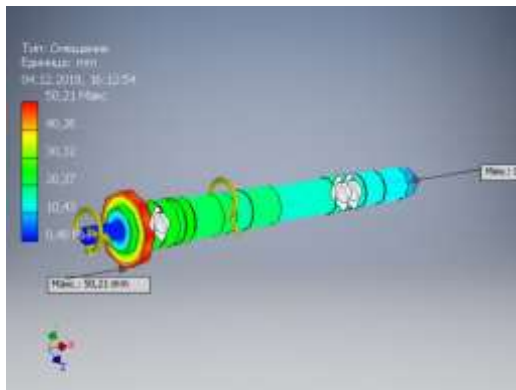


Рис.2.13 Зміщення при F1 0,00 Hz

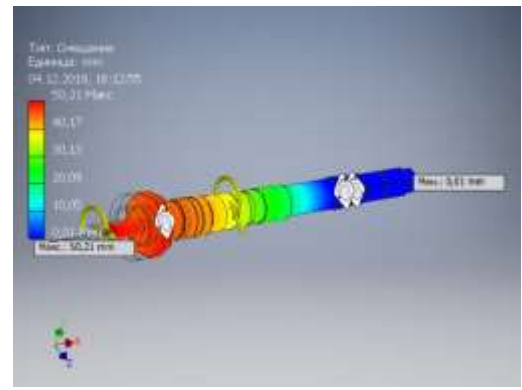


Рис.2.16 Зміщення при F4-1474,70 Hz

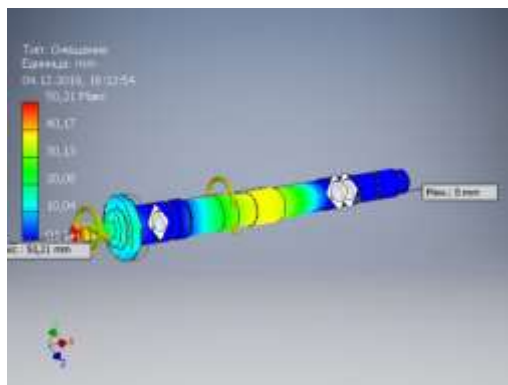


Рис.2.14 Зміщення при F2 928,16 Hz

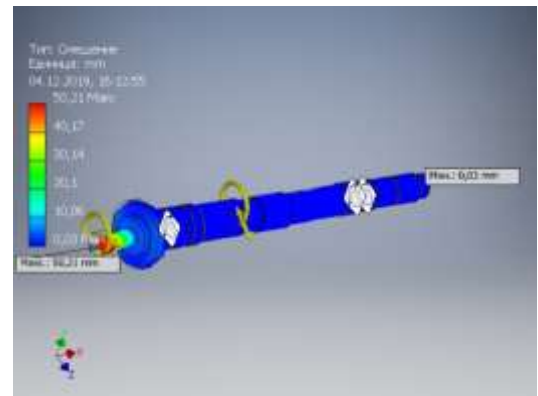


Рис.2.17 Зміщення при F5 1534,09 Hz

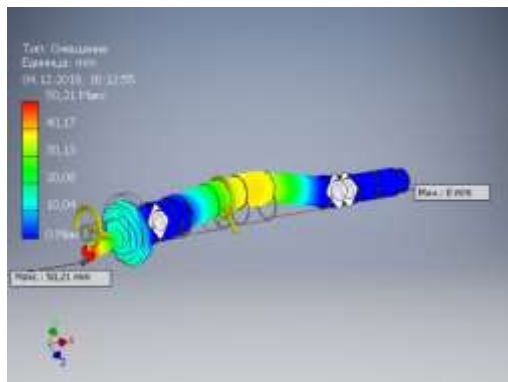


Рис.2.15 Зміщення при F3 930,76 Hz

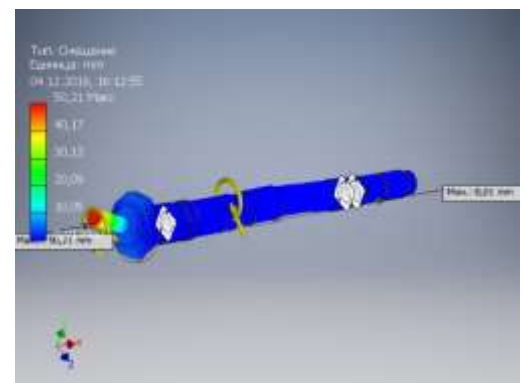


Рис.2.18 Зміщення при F6 1549,94 Hz.

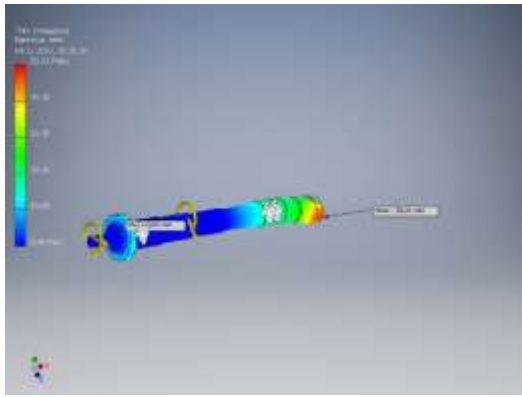


Рис.2.19 Зміщення при F7 1639,77 Hz.

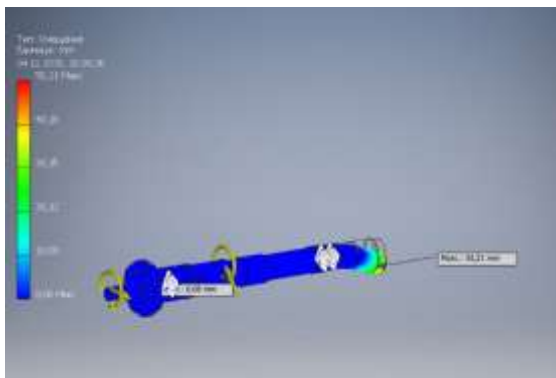


Рис.2.20 Зміщення при F8 1665,00 Hz.

Відповідно отриманих результатів, можна свідчити, що верстат з даним шпиндельним вузлом буде працювати на до резонансних частотах або на після резонансних частотах, при цьому швидко проходячи зону резонансу.

2.7 Висновки до розділу

На основі результатів проведеного аналізу вібраційної активності верстату можна свідчити про найбільш ймовірні джерела вимушених коливань в механічній системі верстату. Точно свідчити про те, яким саме дефектом викликані ці коливання, неможливо, адже для цього потрібно проводити детальну діагностику, виявленого із загального рівня джерела коливань. В подальшому користуючись теоретично і експериментально отриманими даними можна проводити заходи із заміни чи ремонту цих дефектних елементів.

Найбільш корисною методика цього чи подібних досліджень стану верстата може стати під час проектування, виготовлення і експлуатації нових металорізальних верстатів, адже ці методи дозволять виявити дефекти, які виявити іншими методами або складно або взагалі неможливо.

3. ШЛЯХИ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ

Проблема зниження вібрацій металорізальних верстатів була і досі залишається актуальною, адже в результаті дії різноманітних за своєю природою коливань відбувається зниження якості обробки, а також порушення технологічних процесів при роботі верстату.

Загально прийнятими шляхами зменшення вібрацій всіх видів промислового обладнання є:

- 1) зниження вібрацій в джерелі їх виникнення (балансування роторів або проведення робіт з модернізації обладнання);
- 2) зниження вібрацій шляхом віброізоляції (використання в конструкції пружних елементів) і вібродемпфування (використання вібропоглинаючих елементів);
- 3) зниження вібрацій шляхом частотного відстроювання (оптимізація режимів роботи, зміною жорсткості або маси певного елементу);
- 4) зниження вібрацій шляхом використання динамічних гасників коливань (додаванням в елементи верстату, які викликають коливання, додаткової коливальної системи, яка сприйматиме коливання на себе).

Опираючись на дані отримані завдяки теоретичним розрахункам і проведеному експериментальному дослідженню віброакустичної активності токарно-гвинторізного верстату 1К62, запропоновано для зниження рівня вібрацій і шуму такий перелік можливих шляхів і засобів:

- 1) модернізація приводу головного руху;
- 2) використання сучасних композитних матеріалів в елементах приводу;
- 3) віброізоляція верстату:
 - а) встановлення верстату на гумові віброізолюючі килимки або віброопори;
 - б) встановлення верстату на фундамент.

3.1 Кінематичний розрахунок приводу головного руху

Одним із шляхів зниження віброакустичної активності верстата є модернізація приводу головного руху. В даному випадку прийнято рішення про використання приводу з безступеневим регулюванням. Для виконання цієї задачі буде проведено кінематичний розрахунок запропонованого варіанту приводу головного руху, з урахуванням того, що його необхідно уніфікувати з уже існуючою коробкою швидкостей.

3.1.1 Обґрунтування та вибір джерела руху

В металорізальних верстатах використовується велика різноманітність двигунів, які можуть бути представлені: електродвигунами, пневмо- чи гідродвигунами обертального руху. Але найбільш розповсюдженими є електродвигуни асинхронні чи синхронні, регульовані чи нерегульовані. Існує два варіанти регулювання частоти обертання вихідного валу двигуна :

- 1) з постійним крутним моментом і регулювання частоти від мінімальної до номінальної;
- 2) з постійною потужністю і регулювання частоти від номінальної до максимальної.

Для приводів головного руху використовується випадок регулювання частоти обертання від номінальної до максимальної з постійною потужністю в усьому діапазоні.

Основними перевагами безступінчастого регулювання приводів є те, що збільшується продуктивність обробки за рахунок точної настройки на оптимальний режим, можливість плавної зміни швидкості під час обробки, простота автоматизації процесу перемикання швидкостей.

Правильний вибір електродвигуна, особливо по потужності, правильна його установка мають важливе значення для нормальної роботи верстата. Якщо потужність електродвигуна занижена, то можливості верстата не будуть повністю

використані. Завищення потужності веде до систематичного недовантаження електродвигуна і відповідно пониженню ККД.

Найбільшого розповсюдження в металорізальних верстатах знайшли такі варіанти електромеханічних приводів.

- асинхронний нерегульований електродвигун в поєднанні зі ступінчастою коробкою передач;
- багатошвидкісний асинхронний електродвигун в поєднанні зі ступінчастою коробкою передач;
- асинхронний нерегульований електродвигун з коробкою передач зі змінними зубчастими колесами;
- асинхронний нерегульований електродвигун в поєднанні з механічним фрикційним варіатором та, в разі необхідності, зі ступінчастою коробкою передач;
- електродвигуни постійного чи змінного струму з ступінчастою коробкою передач (для розширення діапазону) для отримання безступінчастого регулювання швидкості.

Для досягнення поставленої мети буде використано асинхронний двигун з короткозамкненим ротором і повітряним охолодженням - Simotics M 1PH8.

Двигуни цієї серії розроблені компанією Siemens використовуються як універсальні варіанти в регульованих і нерегульованих приводах верстатів і багатьох інших механізмах [33].

Особливостями електродвигунів і перевагами в порівнянні з іншими подібними двигунами є Simotics M 1PH8 є:

- висока потужність;
- високі показники динамічності;
- висока точність;
- широкий діапазон швидкостей;
- велика різноманітність типорозмірів надає широкі можливості при конструюванні приводів;
- низький рівень шуму;

Основні характеристики двигуна вказано в таблиці 3.1:

Таблиця 3.1

Номинальна швидкість	Потужність двигуна,	Частота f_N , Гц	Робоча швидкість	Максимальна швидкість	Коефіцієнт потужності	ККД η
$n_{дв.ном.},$ об/хв	кВт		n_2 , об/хв	n_{max}	$\cos\varphi$	
400	9,5	14,3	2150	6500	0,91	0,823

Відповідно до Рис.3.1 для проведення розрахунків використовується максимальна робоча частота в області постійної потужності двигуна.

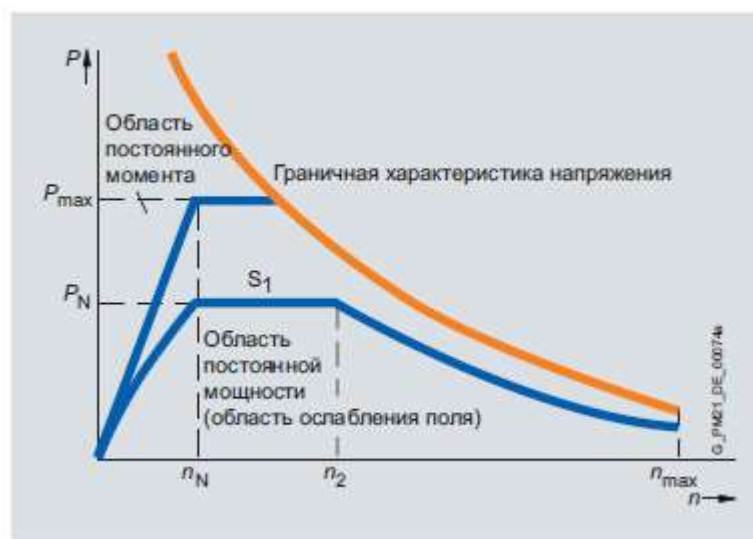


Рис. 3.1 Діаграма потужності асинхронного двигуна Simotics M 1PH8

В даному проекті конструюється привод з безступінчастим регулюванням швидкостей. Основними перевагами таких приводів є підвищення продуктивності обробки за рахунок точної наладки оптимальної по режимам різання швидкості, можливість плавної зміни швидкості під час роботи, простота автоматизації процесу переключення швидкостей.

Для приводів головного руху необхідно забезпечувати постійне значення потужності в усьому діапазоні регулювання швидкостей (від $n_{дв.ном}$ до n_2).

3.1.2 Кінематичний розрахунок ПГР

Дані розрахунки проводяться для асинхронного короткозамкненого двигуна - Simotics M 1PH8.[34-36].

Оскільки одним із завдань є уніфікація з уже існуючою коробкою швидкостей верстату 1K62, тому при розрахунках діапазону регулювання приводу використано стандартні характеристики $n_{\max}=2000$ об/хв , $n_{\min}=12,5$ об/хв :

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$$

Так як необхідно забезпечити постійну потужність у всьому діапазоні, то визначаємо діапазон регулювання двигуна в області постійної потужності двигуна Simotics M 1PH8:

$$R_{\text{дв.}N} = \frac{n_2}{n_{\text{дв.ном}}}$$

В електродвигунах діапазон регулювання знаходиться в межах 2,5 – 6 , це не забезпечує всього діапазону регулювання приводу, то необхідно між двигуном і шпинделем додати коробку швидкостей. Тому:

$$R_n = R_{\text{дв.}N} \times R_{\text{ст.}}$$

Діапазон ступінчатої частини приводу:

$$R_{\text{ст}} = \frac{R_n}{R_{\text{дв.}N}}$$

Оскільки в оригінальній коробці швидкостей верстату 1K62 наявні електромагнітна муфта та косозубі зубчасті колеса:

$$R_{\text{гр.}max} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

В ступінчастій частині більше однієї групи передач, так як $R_{\text{ст}} > R_{\text{гр.}max}$,кількість

ступінчастих груп:

$$z_{\text{ст.}} = \frac{\log R_n}{\log R_{\text{дв.}N}}$$

Відповідно до розрахунків, отримали $Z_{\text{ст.}} = 3$, тому $= 2 \times 2$ або $2 + 1$

Оскільки необхідно виконати умову уніфікації з оригінальною коробкою швидкостей, структурна формула розробленого приводу матиме вигляд:

$$z = 1 \times 1 \times 2 \times (1 * 1 \times 1 + 1)$$

Відповідно до отриманої структурної формули, і попередньо проведених розрахунків і аналізу спектру віброактивності, прийнято рішення, що необхідно залишити зубчасті колеса, завдяки яким вдається забезпечити найближчий, до оригінального, діапазон частот обертання шпинделя. Тоді схематичне зображення частот обертання шпинделю матиме вигляд:

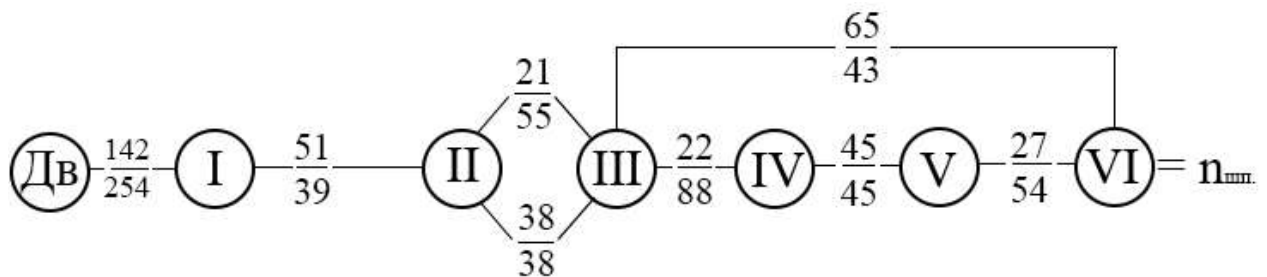


Рис.3.2 Схема передачі частот обертання модернізованого приводу з безступеневим регулюванням.

З урахуванням інформації про модернізований привід головного руху, проводиться розрахунок можливих частот обертання шпинделю:

$$n_{\text{ном.}} = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{21}{55} \times \frac{22}{88} \times \frac{45}{45} \times \frac{27}{54} = 13,7 \text{ об/хв}$$

$$n_{\text{ном.}} = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{38}{38} \times \frac{22}{88} \times \frac{45}{45} \times \frac{27}{54} = 36 \text{ об/хв}$$

$$n_{\text{ном}} = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{21}{55} \times \frac{65}{43} = 166,248 \text{ об/хв}$$

$$n_{\text{НОМ}} = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{38}{38} \times \frac{65}{43} = 435,41 \text{ об/хв}$$

$$n_2 = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{21}{55} \times \frac{22}{88} \times \frac{45}{45} \times \frac{27}{54} = 73,89 \text{ об/хв}$$

$$n_2 = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{38}{38} \times \frac{22}{88} \times \frac{45}{45} \times \frac{27}{54} = 193,5 \text{ об/хв}$$

$$n_2 = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{21}{55} \times \frac{65}{43} = 893,58 \text{ об/хв}$$

$$n_2 = \frac{142}{254} \times 0,985 \times \frac{51}{39} \times \frac{38}{38} \times \frac{65}{43} = 2340,34 \text{ об/хв}$$

Згідно з структурною формулою, обраною схемою передачі і розрахунків частот обертання шпинделю будується графік чисел обертів:

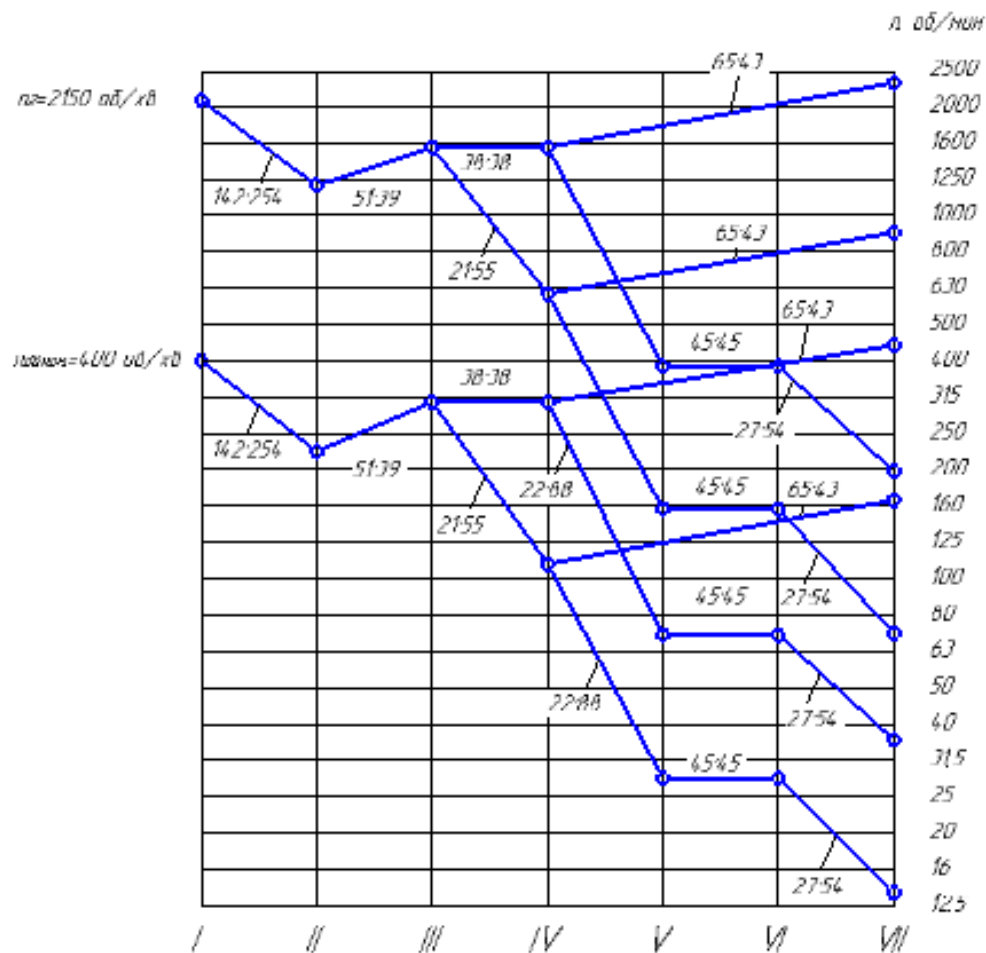


Рис. 3.3 – Графік чисел обертів

Кінематична схема модернізованого приводу головного руху набуде вигляду:

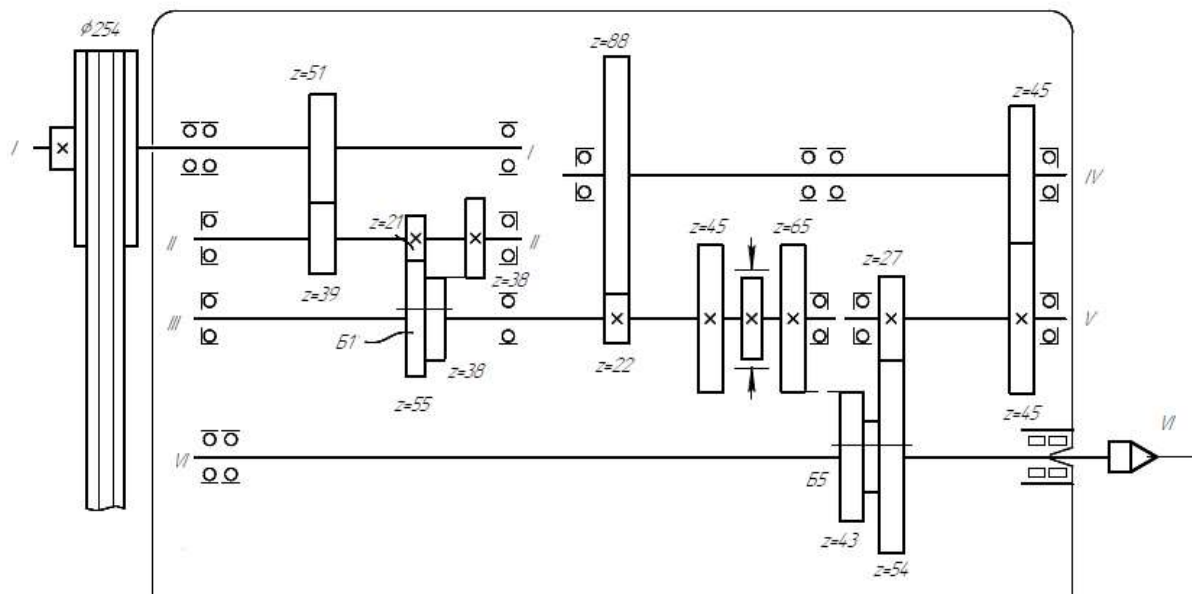


Рис.3.4 Кінематична схема безступеневого ППР

Результатом даної модернізації, в аспекті віброакустичної активності токарно-гвинторізного верстату, має стати істотне зниження частот коливань, адже було зменшено загальну кількість зубчастих коліс а отже і можливих джерел вимушених коливань, а також досягти більш збалансованого стану обертання валів, шляхом зменшення елементів на них.

3.2 Зменшення вібрацій викликаних роботою зубчастих передач

Одним із шляхів зменшення вібраційної активності верстату є покращення характеристик зубчастих передач, адже рівень вібрацій напряду є залежним від точності зубчастого зачеплення, динамічних показників системи вцілому, серед яких основну роль відіграють показники інерційності і жорсткості. Похибки зубчастого зачеплення є причиною виникнення вимушених коливань, а динамічні показники – власних коливань.

Виникаючі під час процесу зачеплення ведучого і веденого коліс, удари перезачеплення є основним джерелом виникнення коливань в системі, при цьому сила цих ударі є прямо пропорційною коловій швидкості і різному числу кроків зубів

по ділильному колу [37]. В результаті цього, зміна частоти обертання викликає ріст рівнів шуму і вібрацій.

Ще причинами виникнення вібрацій зубчастих передач можуть бути зміна жорсткості зачеплення під час переходу від двопарного до однопарного зачеплення або зміна сили тертя між профілями зубів, чи похибки в виготовленні зубчастих коліс, чи похибок при їх монтажі, що призводить до перекосі валу і підшипників чи підшипникових вузлів і в ту ж чергу і вібрацій [38].

Опираючись на вище описану інформацію, про причини виникнення коливань в процесі роботи зубчастих передач, можна визначити шляхи які допоможуть знизити рівень вібрацій. Їх в загальному поділяють на конструктивні і технологічні.

Конструктивні шляхи – доопрацювання конструкції зубчастих коліс, для досягнення зменшення сили ударів в результаті зачеплення зубців.

Зменшення сили ударів, тобто підвищення плавності зачеплення зубчастої передачі, досягається за рахунок зміни прямозубих передач на косозубі, шевронні або з криволінійним зубом. Завдяки цьому досягається ефект, при якому зуби входять в зачеплення плавно і по всій довжині зубця, викликаючи пружні деформації, компенсуючі похибки напрямку зубців. Така зміна дозволить знизити рівень вібрацій і шуму на 10-12 дБ.

Ще одним варіантом використання конструктивних шляхів є вдосконалення форми зубців, яку поділяють на вдосконалення поздовжньої форми або форми евольвентного профілю зубців.

Доопрацювання поздовжньої форми являє собою використання зубців бочкоподібної форми, тобто зміни розмірів поздовжнього перерізу по всій довжині. Використання такого методу призводить до зменшення впливу на процес зачеплення перекосів зубців, викликаних відсутністю співвісності валів і похибок напрямку зубців і зменшення рівня шуму і вібрацій близько 3-5 дБ.

Змінюючи форму евольвентного профілю зубців проводять їх фланкування, тобто в відхиленні профілю зубів від теоретичної форми, що забезпечує зниження динамічних навантажень, викликаних помилками основного кроку і пружною деформацією зубів. Результатом проведення таких операцій є збільшення площі

п'ятна контакту зубців і в ту ж чергу зниження рівню вібрацій і шуму зубчастої передачі.

Коливання які виникають під час роботи зубчастих передач, також залежать і від матеріалу зубчастих коліс. Зазвичай зубчасті колеса виготовляють із сталі, адже вона забезпечує високі показники міцності і твердості. Використання під час виробництва зубчастих коліс нових перспективних конструкційних матеріалів забезпечує покращення показників ефективності зубчастих передач. Використовуючи волокнисті полімерні композитні матеріали (ВПКМ) можна досягти покращення динамічних показників, за рахунок зменшення маси зубчастих коліс, при цьому без втрати міцності, адже ВПКМ мають набагато кращі показники питомої міцності в порівнянні із сталями або пластмасами (Табл. 3.2) [39]. Саме тому тема використання ВПКМ, як матеріалів зубчастих коліс в сучасних реаліях є доволі актуальною [40].

Нині актуальним є використання ВПКМ на основі вуглецевих волокон, адже пластмаси хоча і мають порівняно меншу щільність, але по показникам міцності майже рівні металам, так, наприклад, питома масова міцність поліаміду рівна загартованій сталі (Таблиця 3.2). А використовуючи армування пластмас волокнами високої міцності, можна досягти підвищення їх міцності. Хоча показники питомої міцності ВПКМ в порівнянні з гартованими сталями 5 разів вище, але через явище анізотропії, можливості використання таких матеріалів є обмеженими.

Використання ВПКМ дозволяє створювати жорсткі колеса з підвищеною твердістю поверхні, що якісно відрізняє ці матеріали порівняні з іншими полімерами.

Таблиця 3.2

Порівняння характеристик використовуваних нині і перспективних конструкційних матеріалів.

	Матеріал	Е, ГПа	σ_s , МПа	ρ , кг/м ³	Питома
					масова міцність, МПа/(кг/м ³)
Сталь	Сталь 45, 180 НВ	205	540	7850	0,068
	Сталь 45, 400 НВ		1200		0,15
	Смола Lorit 285	50	85	1250	0,068
Волокнисті полімерні композитні матеріали	Вуглецеве волокно ЛУ-П-01	250-270	2000	1500	1,33
	При розтягові вздовж волокон	115-140	1250	1400	0,89
	При стисковій вздовж волокон		600		0,42
	При стисковій перпендикулярно волокнам	8-10	150		0,11
	При розтягові перпендикулярно волокнам		35		0,025
	При розтягові перпендикулярно волокнам				
Пласт-маси	Поліоксиметилен (ПОМ)	2,6	140	1000	0,14
	Флубон 20	1,28	26	2000	0,013
	Поліамід 612	8,0-9,5	160	1020	0,16

Відповідно, наприклад, виконуючи заміну зубчастих коліс із сталі на колеса із полімерів, можна досягти зниження рівня шуму і вібрацій близько 20 дБ. Такі результати досягаються для високошвидкісних передач, які працюють при підвищених навантаженнях на резонансних режимах. Для не силових передач,

зниження вібрацій досягається за рахунок використання сталей з низькою поверхневою твердістю. Однією з найкращих комбінацій для зубчастих передач прийнято використання шестерні виготовленої із сталі підвищеної твердості і попередньо шліфованими зубцями і колесом із м'якої сталі, в порівнянні із шестернею, яке було шевінговано.

Досягти зниження рівня вібрацій викликає роботою зубчастих передач також дозволяє підвищення точності їх виготовлення, тобто процесі нарізання і обробки зубців. Результатом є зниження циклічно діючих похибок і рівня вібрацій і шуму на 5-10 дБ [38]. Також приймаючи для зубчастих коліс мінімально можливий модуль [41], можна досягти більш плавної роботи зубчастої передачі, за рахунок підвищення коефіцієнтів перекриття. Негативним чинником, при використанні такого варіанту, є зниження допустимого навантаження яке може бути прикладено до одного зубця. Якщо забезпечити виконання умови, коли коефіцієнт перекриття $\varepsilon_v = 2,0$, досягається найбільш плавна робота передачі, а отже і рівні шуму і вібрацій є мінімальними.

На віброактивність зубчастих передач впливає і навантаження на зубці під час роботи зубчастої передачі. Підвищуючи коефіцієнт навантаження, знижується динамічне навантаження і зростають пружні деформації в зачепленні, при цьому компенсуючи похибки кроку зубців і підвищуючи плавність роботи такої передачі і знижується рівень вібрацій.

Вплив на рівень вібрацій зубчастої передачі також здійснює і конструкція і матеріал корпусу, в якому знаходиться ця передача, так, наприклад, корпуси виготовленні литтям, краще демпфують коливання, ніж зварні корпуси. Зниження коливань також можна досягти підбором мастильних матеріалів, наприклад, в'язкі мастила краще «поглинають» коливання. В залежності від типу підшипників валів можна досягти більш плавної роботи. Підшипники кочення, які працюють на високих швидкостях в мастильній ванні, забезпечують більш плавну роботу зубчастої передачі, хоча в порівнянні з підшипниками ковзання і мають більші втрати на тертя.

Технологічні шляхи зменшення вібрацій зубчастих передач полягають в проведенні поверхневої обробки. Вище описано, що рівень вібрації залежить від точності і якості виготовлення зубчастих коліс, а особливо зубців. Найбільш

ефективний ефект забезпечується завдяки шевінгуванню поверхні зубців незагартованого зубчастого колеса, адже при цьому зменшуються похибки напрямку зубців і відхилення їх профілю. У випадку коли наявні загартовані зубчасті колеса, найбільш результативним і ефективним є зубохонінгування, яке забезпечує зниження шуму і вібрацій на 2-4 дБ. Виконувати зубошліфування для зниження віброактивності зубчастої передачі не рекомендується.

Отже, для досягнення якісного зниження рівня вібрацій і шуму під час роботи зубчастої передачі, необхідно досягти максимального зниження сили ударів які виникають під час зубозачеплення, використовуючи при цьому описані конструктивні і технологічні шляхи. Рекомендується звернути особливу увагу на виготовлення зубчастих коліс із перспективних волокнистих полімерних композитних матеріалів (ВПКМ).

3.3 Зменшення вібрацій, шляхом використання гібридних керамічних підшипників

Зменшення віброактивності верстату, можна досягти шляхом використання керамічних чи гібридних підшипників. Різниця між керамічними і гібридними підшипниками полягає в тому, що перші можуть бути повністю виготовлені із кераміки (нітриду кремнію Si_3N_4), а в других лише тіла кочення виготовлено із кераміки, а кільця кочення виготовлені із підшипникової сталі

Керамічних матеріали забезпечують набагато кращі механічні властивості ніж підшипникові сталі. Оскільки ці матеріали мають низьку хімічну активність, відносно інших матеріалів, завдяки цьому забезпечується низьке адгезійне зношування деталей, що дотикаються. Ця властивість цих матеріалів, забезпечує можливість їх використання в умовах недостатнього змащування а іноді і взагалі без змащування. Такі підшипники забезпечують хороші експлуатаційні показники на аварійних режимах, а отже ймовірність відмови працездатності є дуже низькою. За рахунок того, що керамічні матеріали забезпечують низький коефіцієнт тертя в поєднанні з невибагливістю до змащування, забезпечується високі експлуатаційні

характеристики системи з підшипниковими опорними елементами. При цьому опорні елементи працюють в умовах зниженого тертя, що забезпечує зниження температури і підвищення максимальної швидкості обертання. Показники корозійної стійкості, керамічних матеріалів, забезпечують використання таких підшипників в агресивних середовищах.

Гібридні підшипники зайняли проміжну ланку між сталевими і керамічними. Використання комбінації сталевих кілець і керамічних тіл кочення, забезпечує можливість значно більших швидкостей обертання, адже сталь менш крихка і при високих швидкостях чи навантаженнях не така схильна до катастрофічного руйнування.

Гібридні підшипники мають такі основні характеристики: термостійкість, мала вага, знижене теплове розширення, підвищений строк служби.

Основні переваги гібридних керамічних підшипників:

- 1) швидкісні характеристики -кращі показники прискорення і уповільнення, досягаються за рахунок меншого тертя під час роботи, а також керамічні тіла кочення, є на 40% легшими за аналогічні, виготовлені із сталі, швидкісні показники в порівнянні із сталевими підшипниками підвищено на 20%;
- 2) тривалий строк служби – завдяки низькому тепловиділенню, особливо на високих частотах обертання, досягається збільшення строку служби і інтервалів змащування;
- 3) захист від пошкоджень при проходженні електричного струму – матеріал підшипника забезпечує його ізоляцію, адже нітрид кремнію не проводить електричний струм;
- 4) висока зносостійкість – тіла кочення із кераміки мають високу ступінь твердості;
- 5) висока жорсткість підшипників – забезпечується завдяки тому, що модуль пружності керамічних тіл кочення на 50% вище, ніж у сталевих;
- 6) знижена можливість виникнення задирів – забезпечується характеристиками нітрид кремнію і хороших показників роботи таких підшипників в умовах недостатнього змащування чи на аварійних режимах роботи;

7) знижена ймовірність псевдо-бринелювання – тобто в випадку дії на підшипник вібрацій, гібридні керамічні підшипники, є менш схильними до псевдо-бринелювання (появи впадин на доріжках кочення) між поверхнями з нітриду кремнію і сталі;

8) знижений рівень вібрацій – гібридні керамічні підшипники, мають більшу жорсткість і вищі частоти власних коливань, що і забезпечує їхню меншу чутливість вібраціям;

9) низький коефіцієнт лінійного розширення – тіла кочення із нітриду кремнію мають низький коефіцієнт теплового розширення, отже вони більш є більш стійкими у випадках перепаду температур.

Недоліками гібридних керамічних підшипників є:

- 1) порівняно мала номенклатура підшипників такого типу;
- 2) підвищена крихкість;
- 3) висока ціна, в порівнянні із традиційними підшипниками.

3.4 Віброізоляція верстату

Віброізоляцію верстатів виконують для того щоб, коливання які виникають між інструментом і оброблюваною заготовкою не перевищували допустимих значень.

Віброізоляція полягає в встановленні верстату на віброізольовуючі опори, задля того щоб забезпечувалися мінімальні частоти власних коливань системи, при максимальній стійкості до зовнішніх впливів. Виконання цієї умови, можна забезпечити шляхом проведення вибору і розрахунку оптимальної системи вібраційної ізоляції і використанням на основі розрахунку віброізоляторів, які мають оптимальні характеристики [42].

Виходячи із принципів віброізоляції верстатного обладнання [43], можна зробити висновок, що при вібраційний фон в діапазоні 3...40 Гц для вертикального напрямку і 2,5 ...25 Гц для горизонтального, вважаються «білим шумом, адже вони простежуються в більшості випадків проведення замірів рівнів шуму і вібрацій в механічних цехах, різних підприємств.

Проводячи розрахунок віброізоляцій верстату, також необхідно враховувати, що на нього може здійснювати вплив, інше наявне в цеху віброактивне обладнання (насоси, транспортно - завантажувальне обладнання, компресори і т.д.), яке в процесі своєї роботи створює гармонічні коливання з частотою обертання приводних двигунів ($f=12...45$ Гц).

Виконуючи віброізоляцію такого обладнання виходячи з умови використання одновісної схеми віброізоляції приймають:

$$f_z \leq (0,2 \dots 0,25) \times f$$

де, f_z частота власних коливань;

f - частота гармонічних коливань, зовнішніх збурювачів коливань.

Аналізуючи обрану систему віброізоляції з урахуванням збудження і ослаблення власних форм коливань, для того, щоб зменшити віброактивність віброактивність верстату в 5 разів, необхідно виконання умови:

$$f_z \leq 5 \times f$$

Під час віброізоляції необхідне підвищення здатності системи до демпфування, адже в такому випадку забезпечується зниження амплітуди резонансних частот, пришвидшується затухання перехідного процесу і не відбувається погіршення характеристик віброізоляції в після резонансній зоні, оскільки демпфування має характер гістерезису, в більшості пружно- демпфуючих матеріалах.

Зазвичай прийнято верстати, які здійснюють динамічний вплив на навколишнє середовище, надточні верстати, чутливі до коливання основи, а також більшість верстатів загального призначення встановлювати на віброізоляційні опори. Цей метод віброізоляції набув широкого поширення адже є відносно легким, забезпечує швидке встановлення верстату і забезпечує підвищення точності і якості обробки деталей, а також дозволяє знизити рівень шуму.

На Рис.3.4 відображено варіанти віброопор, які є найбільш використовуваними:

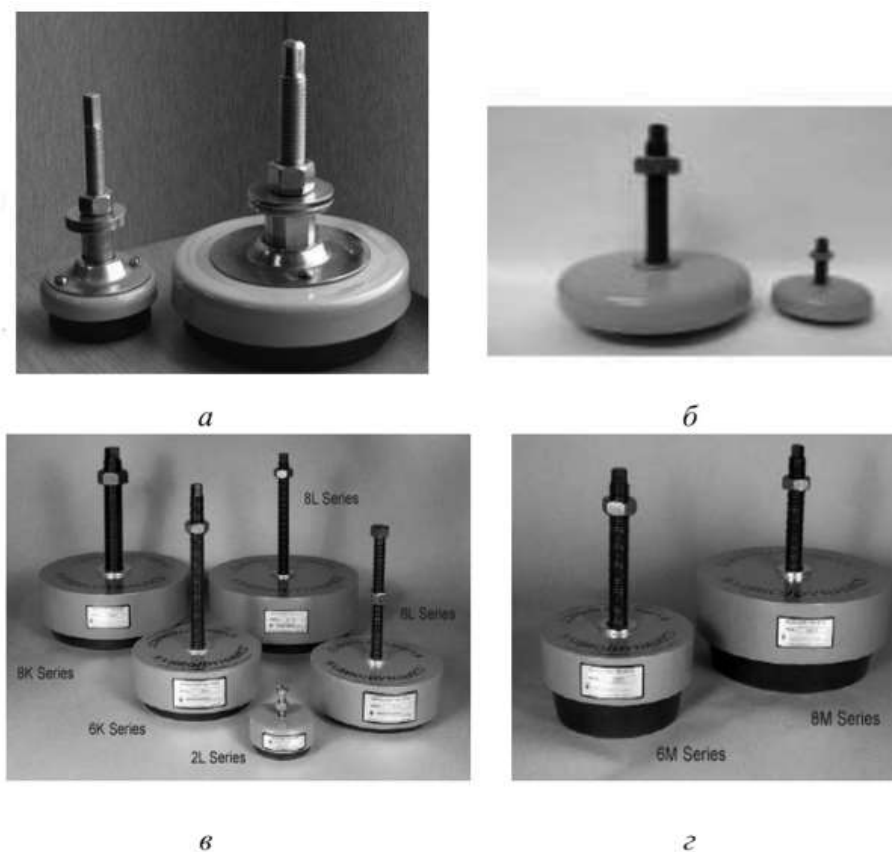


Рис.3.4 Віброізолюючі опори верстатів: а,б – гумово-металеві; в – підвищеної піддатливості, пневматичних серій «L» і «K»; г – для координатно-вимірювальних машин і шліфувального обладнання

Окрім встановлення верстату на віброопори, в рамках віброізоляції, верстат можуть встановлювати на зв'язаному із станиною фундаментному блокові, який в свою чергу опирається на гумові килимки або також на зв'язаний з станиною фундаментний блок, який встановлено на пружинні опори чи демпфери, а для цих двох випадків в якості опор для фундаментних блоків, виступають бетонні короби, які спираються на ґрунт чи міжповерхові перекриття [44,45]. Третій варіант антивібраційного монтажу використовується доволі рідко [46, 47, 48, 49].

Якщо, ж необхідно забезпечення високої чистоти обробки поверхонь деталей, то використовують фундаменти з пружинною віброізоляцією. Найбільш поширені варіанти відображено на Рис.3.5:

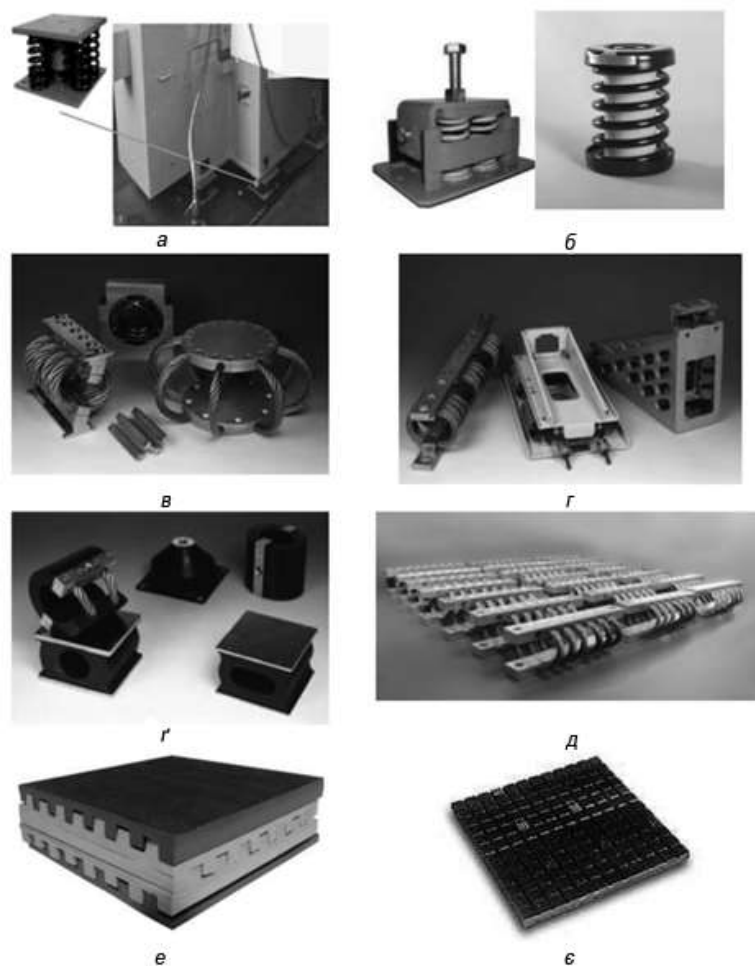


Рис. 3.5. Віброізолюючі засоби сучасних верстатів: а, б – з використанням спіральних пружин; в, г, г – тросові, спірально-тросові, тросово-гумові; д, е, є – килимки чи прокладки спірально-тросові, гумово-еластомірні, гумові.

Віброізолятори використовують, для гасіння коливань, які виникають в процесі роботи механізмів верстату. Від віброізоляції верстату залежить не лише якість оброблюваної поверхні деталей, а і виконання стандартів з охорони безпеки, тому відповідно до зміни цих стандартів треба постійно здійснювати контроль віброактивності верстату і виконувати роботи по зміні віброізоляційних засобів, відповідно до норм шуму і вібрацій в промислових приміщеннях.

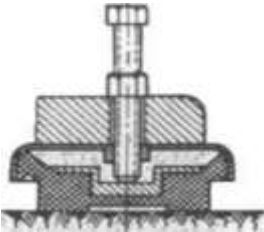
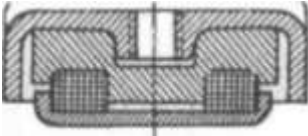
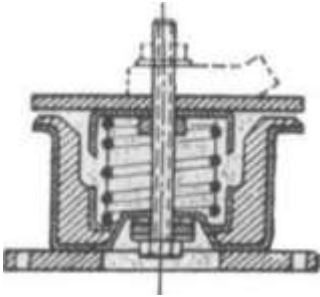
Віброізолятори поділяють на групи відповідно до принципів їх дії і об'єкту застосування, тобто, для ізоляції верстатів використовують гумово-металеві опори, віброізолюючі килимки або віброізоляцію фундаменту, за умови жорсткого його закріплення, фундаментними болтами з станиною верстату, але також можна

проводити віброізоляційні роботи в елементах верстату в яких вони виникають (шпинделі, валах, різцетримачі і т.д.).

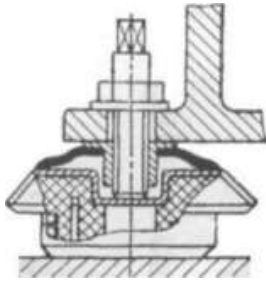
Процес модернізації засобів віброізоляції є постійним, але для досягнення більш продуктивної віброізоляції можна використовувати різноманітні схеми компоновки опор під станиною. Цей метод є більш дієвим, адже використовуючи різні види опор і різні методи їх закріплення з станиною, досягається зменшення паразитичних вібрацій, за рахунок зменшення можливої деформації станини, а отже і осевих зміщень верстату.

Приклади віброізоляторів, які рекомендуються до використання в якості віброізолюючих опор металорізальних верстатів, наведено в Таблиці 3.3 [50].

Таблиця 3.3
Віброізолюючі опори металорізальних верстатів

№	Загальний вид	Тип	Призначення, властивості
1		Гумово-металеві	Проста конструкція, регулювання верстату на опор, низькі показники демпфування, невисока надійність
2		Пружно-сітчасті	Проста конструкція, вузький спектр частот коливань, які демпфуються, мала надійність
3		Пружинні	Простота конструкції, великий робочий ресурс, робота в агресивних середовищах, віброзахист тільки в осьовому напрямку

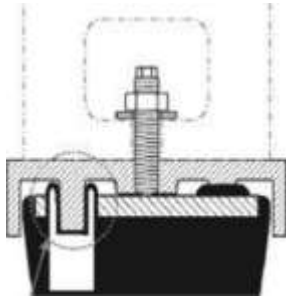
4



Гумово-металеві
ОВ-31,ОВ-33

Малий діапазон
демпфування, необхідність
захисту від зовнішніх дій,
віброзахист в осьовому і
поздовжньому напрямку

5



Пневматичні 6М,
8М (фірми
«Vibroynamics»)

Складна конструкція
пневмоелементів, вузький
діапазон демпфування частот
коливань, низька несуча
здатність

Використання віброопор дозволяє отримати такі частоти власних вертикальних коливань верстату f_0 :

- 1) $f_0 \geq 25 \text{ Гц}$ – для прокладок із гуми, корку, фетру, пластмас и т.д.;
- 2) для $25 \text{ Гц} \geq f_0 \geq 10 \text{ Гц}$ – для гумових і гумово-металевих опор, в яких гума працює на стиск;
- 3) $10 \text{ Гц} \geq f_0 \geq 5 \text{ Гц}$ – для гумово-металевих опор, яких гума працює на зсув, опори із об'ємної металевої сітки;
- 4) $f_0 \leq 10 \text{ Гц}$ – для спіральних чи листових сталевих пружин.

Частоту власних коливань f_0 можна визначити за формулою :

$$f_0 = 5 \sqrt[5]{\frac{k}{\Delta_{\text{ст}}}}, (\text{Гц})$$

де k – відношення жорсткості опори при коливаннях до жорсткості при динамічних навантаженнях;

$\Delta_{\text{ст}}$ – статична деформація опор від ваги верстату.

Якщо обрати опору яка не відповідає необхідним вимогам, можна досягти оберненого ефекту, тобто використання такої опори може призвести до підвищення вібрацій у випадку якщо частота власних коливань і частота вимушених коливань

будуть близькими. Для того, щоб забезпечити ізоляцію верстату від коливань основи, необхідно проводити спеціальні дослідження вимушених коливань.

Пружне встановлення верстату ізолює його від дій зовнішніх сил, але при цьому рівень переміщень і коливань, від збурень діючих в верстат – зростає. Різноманітні варіанти встановлення забезпечують різну чутливість верстату до дії зовнішніх і внутрішніх збурень.

Оцінити рівень віброізоляції можна за рахунок частот власних коливань, які в свою чергу визначаються жорсткістю опор і масою всієї системи вцілому. Але необхідно пам'ятати, що при однакових частотах власних коливань, рівень виникаючих частот від роботи механізмів верстату, буде меншим на тому верстаті, жорсткість опор і маса якого є більшою. Виходячи з цього, найкращим, але і найбільш дорогим варіантом віброізоляції верстатів є встановлення верстатів на фундамент з пружинами, а дешевим, але забезпечуючи достатній рівень віброізоляції – встановлення на пружні віброізолюючі опори [51].

3.4.1 Розрахунок віброізоляторів

Методика розрахунку віброізоляторів являє собою розрахунок їх пружності, геометричних розмірів, площі, кількості пружин, гумових прокладок, чи характеристик пружин. У випадках коли на верстат діють низькочастотні вібрації рекомендується використання пружин, а при високочастотній – гумових прокладок (килимків), приймаючи до уваги, що з часом пружини краще збережуть пружні властивості.

Розрахунок віброізоляторів для токарно-гвинторізного верстату 1K62, маса якого становить $m=2000$ кг, а максимальне число обертів $n=1450$ об/хв.

Відповідно до коефіцієнту передачі (КП), який розраховується за формулою:

$$\text{КП} = \left[\left(\frac{f}{f_0} \right) \times 2 - 1 \right]$$

При розрахунках віброізоляторів має виконуватися умова :

$$\frac{f}{f_0} = 3 - 4$$

де, f – частота вимушених коливань;

f_0 – частота власних коливань верстату.

Частота вимушених коливань становить:

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1450}{60} = 24,17 \text{ Гц}$$

де n - частота обертання електродвигуна

Знаючи значення f легко розраховується значення f_0 :

$$f_0 = \frac{f}{4} = \frac{24,17}{4} \approx 6 \text{ Гц}$$

Статичну усадку віброізоляторів розраховують за формулою:

$$x_{\text{ст.}} = \frac{g}{(2\pi \times f_0)^2} = 0,0026 \text{ м}$$

Відповідно до даних таблиці 3.4 , обирають матеріал віброізоляційної прокладки

Таблиця 3.4

Значення модуля пружності і допустимого навантаження на стиск, для певних матеріалів прокладок.

Марка гуми	Модуль пружності, Е	Допустиме напруження на стиск, [$\sigma_{\text{сж}}$]
2566	24,5	0,98
56	36	4,2
ИРП-1347	39,3	4,4
КР-407	41	2,94
112А	43	1,71

93	59,5	2,4
----	------	-----

Товщину прокладки відповідно до обраного матеріалу розраховують за формулою:

$$h = x_{\text{ст}} \times \frac{E}{\sigma_{\text{ст}}} = 0,0026 \times \frac{36}{4,2} = 22,1 \text{ мм}$$

де E - модуль пружності, відповідно до матеріалу гумової прокладки, Н/м²;
 $\sigma_{\text{ст}}$ – допустиме навантаження на стиск обраного матеріалу прокладки, Н/м².

Розрахована товщина прокладки має задовольняти такій умові:

$$h \neq \frac{\lambda \times n}{2}$$

де λ – довжина хвилі коливань, що ізолюються;

n – кількість прокладок.

Якщо, $h = \frac{\lambda \times n}{2}$, то в прокладці можуть виникнути резонансні коливання

В свою чергу:

$$\lambda = \frac{C}{f} = \frac{900}{24,17} = 37,23 \text{ м}$$

де, C – швидкість розповсюдження поздовжніх коливань в матеріалі прокладки, для обраного матеріалу 900 м/с

Виконання умови забезпечується, отже в прокладці не можуть виникнути резонансні коливання.

Площу віброізоляційних гумових прокладок розраховують за формулою:

$$S = \frac{P}{\sigma_{\text{ст}}} = \frac{20000}{4,2 \times 10^5} = 0,047 \text{ м}^2$$

де P – вага верстату, в Н.

Завдяки використанню вібраційних прокладок, з розрахованими характеристиками, можна досягнути зниження рівня вібрацій на:

$$\Delta L_v = 20 \log \frac{1}{\left[\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1\right]^{-1}} = 20 \log \left[\left(\frac{24}{6}\right)^2 - 1 \right] = 23.52 \text{ дБ}$$

Оскільки матеріал розрахованих прокладок може втратити з плином часу свої механічні властивості, необхідно проводити їх заміну, хоча б 2 рази на рік.

3.4.2 Встановлення верстату на фундамент і його розрахунок

Одним із запропонованих шляхів зменшення віброактивності верстату є його встановлення на фундамент (Рис.3.6). Встановлюючи верстат на фундамент необхідно вивірити його в горизонтальній і вертикальній площині, адже від цього в подальшому буде залежати точність верстату. Використання фундаментів дозволяє розподілити силу тиску маси верстату на ґрунт, підвищити його стійкість і жорсткість. Підвищення жорсткості забезпечується за рахунок того, що знижується загальний центр мас, адже до станини додається жорстко закріплена фундаментними болтами додаткова маса. В свою ж чергу підвищення стійкості забезпечується завдяки тому, що фундамент є охопленим ґрунтом з усіх сторін.

Підвищення маси верстату також дозволяє знизити рівень вібрацій, адже знижується частота власних коливань, що призводить до зниження амплітуди коливань верстату в цілому. Подібний ефект досягається завдяки тому, що ґрунт на якому міститься фундамент з верстатом, гасить вібрації і захищає її від поштовхів і коливань інших верстатів.

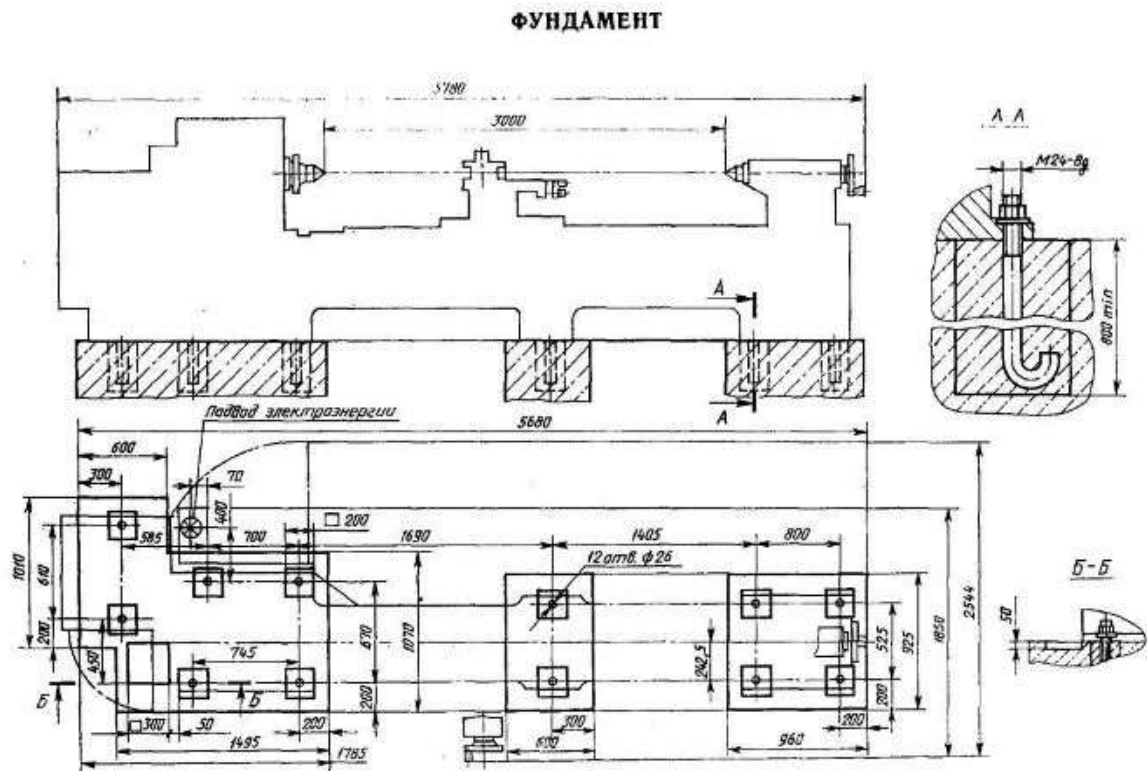


Рис. 3.6 Схема установки верстату на фундамент

3.4.3 Розрахунок фундаменту

Першочерговим завданням під час проектування фундаментів є визначення їх геометричних розмірів виходячи із конструктивних міркувань. Розміри фундаменту обирають відповідно до розмірів і форми підшви станини верстату, але максимально спрощуючи контур. Таким чином автоматично, становляться відомим довжина і ширина фундаменту/фундаментної плити а його висоту розраховують в залежності від групи верстату і його маси. Для верстатів з масою до 30 т., орієнтовну висоту фундаменту приймають рівною [52]:

Для токарних, поздовжньо-стругальних, поздовжньо-фрезерних, горизонтально протяжних – $h = 0,3\sqrt{L}$ м

Для шліфувальних – $h = 0,4\sqrt{L}$ м

Для зубонарізних, фрезерних, консольних та горизонтальних – $h = 0,6\sqrt{L}$,м

Для розточних, радіально-свердильних – $h = 0,6 - 1,0$,м

Для поперечно-стругальних, довбальних – $h = 0,8 - 1,4$ м

Де L – довжина станини, в м.

Відповідно до цього, розрахуємо висоту фундаменту для токарно-гвинторізного верстату 1К62. Вона буде рівною:

$$h = 0,3\sqrt{L} = 0,3\sqrt{2,795} = 0,5 \text{ м.}$$

Також необхідно провести перевірочний розрахунок висоти фундаменту/фундаментної плити виходячи з характеристики напруження згину

Проводячи цей розрахунок необхідно його проводити з урахуванням, що навантаження від станини прикладене до центру фундаменту/фундаментної плити.

Розрахуємо напруження згину в середньому поперечному перерізі за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} \leq R_z \text{ т/м}^2$$

де, M -згинаючий момент, $M = 0,15qBL$, в т×м;

W – момент супротиву площі поперечного перерізу, в м³, $W = \frac{B \times h^2}{6}$;

q – навантаження на одиницю ширини плити, в т/м, $q = \frac{G_{\text{вер}}}{B}$

$G_{\text{вер.}}$ – маса верстату, в т;

L, B, h – геометричні розміри фундаментної плити, в м;

R_z – допустиме напруження згину для матеріалу плити, для цеглової кладки становить 24 т/м².

Підставивши всі значення в формулу отримуємо:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{0,15 \times \frac{G_{\text{вер}}}{B} \times B \times L}{\frac{Bh^2}{6}} = \frac{0,15 \times 2 \times 2,795}{\frac{1,2 \times 0,5^2}{6}} = 16,77 \text{ т/м}^2$$

$$\sigma_{зг} = 16,77 \leq 24$$

Оскільки умова виконується, то відповідно до Таблиці 3.5 обирається висота фундаменту.

Таблиця 3.5

Матеріал фундаменту	h , см
Бетон та залізобетон	45
Бутова кладка	65
Цегляна кладка	38
Армована цегляна кладка	45
Бутон–бетон	60

Відповідно до раніше розрахованої орієнтовної висоти фундаменту і даних вказаних в таблиці, приходимо до висновку, що матеріалом для виготовлення основи фундаменту є бетон або залізобетон.

Наступним етапом проведення розрахунку фундаменту, є його розрахунок по питомих тисках на ґрунт. Необхідно площу основи фундаменту приймати такою, щоб її тиск на ґрунт не перевищував допустимих значень. Під поняттям тиск на ґрунт, в цьому випадку розуміють, суму ваги самого верстату, ваги максимально можливої до встановлення оброблюваної деталі, а також ваги фундаменту.

Розрахунок питомого тиску на ґрунт проводять за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{G}{F_{\phi}} \leq R_d \text{ кг/см}^2$$

де G – сумарна маса фундаменту, верстату і найтяжчої оброблювальної деталі, в кгс,

F_{ϕ} – площа контакту фундаменту з ґрунтом, см²;

R_d – допустиме значення тиску на ґрунт, кг/см²;

Знаючи геометричні параметри фундаменту, визначають його об'єм, що в подальшому дозволить розрахувати масу фундаменту, адже його зазвичай виготовляють із бетону, питома маса якого знаходиться в межах від 1200 кг/м³ до 2700 кг/м³. Для розрахунків приймаємо, 1500 кг/м³. Тоді:

$$\sigma_{зг} = \frac{G}{F_{\phi}} = \frac{4078,86}{33540} = 0,121 \text{ кг/см}^2$$

$$\sigma_{3\Gamma} = 0,121 \leq R_d$$

Значення R_d для деяких видів ґрунтів надано в Таблиці 3.6 .

Таблиця 3.6

Ґрунт	Сухий ґрунт (природньої вологості)	Вологі ґрунти
	R_d , кг/см ²	R_d , кг/см ²
Чорноземи	1,0	0,5
Середньої щільності глинисті ґрунти чи суглинки	2,5	2,0
Щільна глина і суглинок	3,0	2,8
Пісок, розрихлений	2,0	1,5
Пісок, щільно злежаний	2,5	2,0
Галька щільно злежана	5,0	4,0
Піщаники, вапняки, середньої твердості	12–13	12–13

Проведені розрахунки, вказують, що запропонований варіант фундаменту відповідає основним вимогам питомого тиску на ґрунт та навантаженням на згин, а отже відповідно до цього, рекомендується встановлення на нього верстату.

3.5 Висновки до розділу

В даному розділі запропоновано і обґрунтовано найбільш актуальні шляхи зі зменшення вібраційної активності досліджуваного металорізального верстату 1К62. Модернізація приводу головного руху, окрім зменшення вібраційного рівня, також що є не менш важливим, дозволить актуалізувати характеристики верстату з вимогами сучасності, а використання передових матеріалів і елементів в конструкції коробки швидкостей, забезпечить якісне підвищення характеристик верстату і зниження загального рівню вібрацій. Також досягти поставленої задачі, зі зменшення

коливань системи можна завдяки встановленню верстату або на віброізолятори або на спеціальний фундамент. Використання цих двох методів одночасно неможливе, через особливості закріплення верстату, але для певних видів верстатів, можливо проведення антивібраційного монтажу, при якому фундаменту буде встановлено на вібродемпфери, при цьому верстат буде жорстко з'єднано з цим фундаментом.

ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного аналізу літературних джерел було встановлено, що проблема діагностування стану металорізальних верстатів є актуальною. На основі інформації про методи діагностики стану верстатів і ймовірних дефектів елементів, які призводять до виведення верстату із стану рівноваги, було прийнято рішення про проведення теоретичного і експериментально дослідження віброакустичних характеристик обраного об'єкту дослідження.

2. В результаті проведеного аналізу конструкції верстату і його кінематичної схеми було становлено, що можливими збурювачами коливань в приводі головного руху є: електродвигун, механізм реверсу та шпиндельний вузол.

3. Проведено теоретичне і експериментальне дослідження віброактивності верстату 1K62, запропоновано метод проведення аналізу отриманої інформації, задля виявлення джерел коливань. Дана методика є хоча і порівняно простою, але в ту ж чергу доволі дієвою, тому можливе її подальше використання для проведення перевірки віброактивності інших верстатів.

4. На основі проведеного аналізу вібраційного спектру в програмі аналізаторі і порівняння цих даних, теоретичними, було встановлено ймовірні джерела виникнення коливань, а також виявлено, що найбільші резонансні явища в динамічній системі верстату спостерігаються в діапазоні частот 850...1200Гц.

5. В результаті встановлено основні джерела вібрацій – зубчасті зачеплення на валу II, зачеплення групи реверсу та групи перебору.

6. В якості одного із шляхів зменшення вібрацій запропоновано новий привід головного руху з безступеневим регулюванням, який передбачає такі зміни в кінематичній схемі – з кінематичного ланцюга прибрано передачі 56/34, 29/47, 45/45, 22/88. Результатом такої модернізації, є зменшення динамічних навантажень, які можуть бути джерелами вимушених коливань, покращено динамічні показники, а також досягнуто розширення діапазону частот обертання шпинделю.

7. Запропоновано, задля зменшення частоти вимушених коливань ввід роботи зубчастих передач, виконати заміну їх матеріалу зі сталі, на волокнисті

полімерні композитні матеріали (ВПКМ), які при збереженні міцнісних характеристик, мають кращі динамічні показники, також для сталевих зубчастих коліс рекомендовано провести роботи з підвищення їх точності. Ще одним шляхом, є заміна загально прийнятих, сталевих підшипників, на гібридні або динамічні, адже вони більш є більш стійкими у випадках аварійної роботи, менш вибагливі і є більш довговічними.

8. Запропоновано шляхи з віброізоляції верстату, тобто встановлення його на віброопори або віброізоляційні килимки чи у разі необхідності, встановлення верстату на фундамент.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. ДСТУ 2389-94 Технічне діагностування та контроль технічного стану.
2. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення.
3. ГОСТ 8-82 Станки металлорежущие. Общие требования к испытаниям на точность.
4. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними.
5. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
6. Балицкий Ф.Я., Генкин М.Д., Иванова М.А., Соколова А.Г., Хомяков Е.И. Современные методы и средства вибрационной диагностики машин и конструкций / Международный центр научной и технической информации, Институт машиноведения им А.А. Благонравова АН СССР – М.: 1990. (Научно-технический прогресс в машиностроении. Вып. 25) – 115 с.
7. Гольдин А.С. Вибрация роторных машин. - М.: Машиностроение, 2000. - 344 с.
8. Герике В.Л. Мониторинг и диагностика технического состояния машинных агрегатов: В 2-х частях. – Кемерово: КузГТУ, 1999. - Ч.1 – 188 с.; Ч.2 – 230 с.
9. Вибрация в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981 – Т. 5. Измерения и испытания. –Под ред. М.Д. Генкина, 1981. – 496 с.
10. Диагностика технологической системы «станок–приспособление–инструмент–деталь»: учебное пособие / сост.: А.Н.Гаврилин, Б.Б.Мойзес; Томский политехнический университет.–Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2016. – 144 с.
11. Вибрации в технике: справочник. В 6 томах. Том 2./ под ред. И.И.Блехмана. – Москва: Машиностроение, 1979. –350 с.

12. СНиП 2.02.05-87. Фундаменты машин с динамическими нагрузками.
13. Инструмент для высокопроизводительного и экологически чистого резания / В.Н. Андреев, Г.В. Боровский, В.Г. Боровский и др. –Москва: Машиностроение, 2010. –479 с.
14. Болдин Л.А. Металлорежущие станки (вопросы эксплуатации) / Л.А.Болдин.–Москва: Машгиз, 1957. –260 с.
15. Винарский М.С. Планирование эксперимента в технологических исследованиях / М.С. Винарский. –Киев : Техника, 1975. –168 с.
16. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г.Жарков. –Москва : Машиностроение, 1986. –180 с.
17. Завгородский В.И. Управление виброустойчивостью технологической системы / В.И. Завгородский, А.Р. Маслов // ИТО. –№ 10. –2009. –С.22–25.
18. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С. Роль виброакустической диагностики в исследовании и отладке шпиндельных узлов // ИТО. –№1. –2009. –С. 21–23.
19. Махаринский Е.И. Основы технологии машиностроения: учебник / Е.И. Махаринский, В.А. Горохов. –Минск : Высшая школа, 1997. –423 с.
20. Синопальников В.А. Надежность и диагностика технологических систем / В.А. Синопальников, С.Н. Григорьев. –Москва : Высшая школа, 2005. –343 с.
21. Юркевич В.В. Надежность и диагностика технологических систем / В.В. Юркевич, А.Г. Схиртладзе. –Москва : Академия, 2011. –304 с.
22. Гаврилин А.Н. Метод снижения уровня вибраций при механической обработке / А.Н. Гаврилин // Контроль. Диагностика. –№ 11. –2013. –С. 23–26.
23. Ивович В.А. Защита от вибраций в машиностроении/В.А.Ивович, В.Я. Онищенко. –Москва : Машиностроение, 1990. –272с.
24. Андреев В.Н., Гадулян А.Г. Влияние колебаний концевых фрез из быстрорежущей стали на стойкость / В.Н. Андреев, А.Г. Гадулян // Станки и инструмент. –№ 3. –1974.
25. Андреев В.Н. Совершенствование режущего инструмента / В.Н. Андреев. –Москва: Машиностроение, 1993. –238 с.
26. Токарно-винторезный станок модель 1К62. Руководство по уходу и

обслуживанию. – М.: ЦБТИ. 1955. – 78 с.

27. Исследование виброустойчивости при поперечной обработке и разработка устройств для отрезки прутка фрезами на МТА: Отчет о НИР (заключительный) / Киев. политехн.ин-т (КПИ); Руководитель И.Г. Федоренко.- № ГР 01840032739; Инв.№ 0287.0072711. – Киев, 1987. – 98 с.

28. ГОСТ 31327-2006. Шум машин. Метод сравнения данных по шуму машин и оборудования. (ISO 11689:1996) Межгосударственный стандарт. – М.: Стандартиформ, 2006. – 20 с.

29. Исследование виброакустических характеристик токарно-винторезных станков // В.Б. Струтинский, А.В. Шевченко, А.В. Даниленко, Джаалук Али / Вестник НТУУ "КПИ". Машиностроение. – К.: 1999 – вып.34, с. 112-121

30. Оптимізація вузлів і деталей верстатів та машин за допомогою модуля "Анализ напряжений" Autodesk Inventor: навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.] / В.М. Гейчук, К.М. Рудаков. – К.: НТУУ "КПІ", 2016. – 176 с.

31. Функціональне проектування верстатів, роботів та машин в Autodesk Inventor. Частина II: навч. посіб. для студ. спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" спеціалізації "Технології комп'ютерного конструювання верстатів, роботів і машин" /В.М. Гейчук; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові данні (1 файл: X,XXМбайт). - Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 75 с.

32. Динамічне моделювання механізмів верстатів та машин в Autodesk Inventor: навч. посіб. Навчальне електронне видання. [для студ. вищ. навч. закл.] /В.М. Гейчук, С.В. Вакуленко. - Київ: НТУУ "КПІ", 2015. – 167 с.

33. SIMOTION, SINAMICS S120 & SIMOTICS. Equipment for Production Mashines. Motion Control. Catalog PM21 – 2013.

34. Курсовое проектирование металлорежущих станков. Часть 1. Учебное пособие. Смольников Н.Я., Подлеснов В.Н., Чурбаков В.Ф. и др./ Волгоград гос. техн. ун-т, Волгоград, 1994, 161 с.

35. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. Учеб. Пособие для вузов. – Мн.:Высш. Шк., 1991. -382с.

36. Металлорежущие станки: Учеб. Для машиностроительных вузов / Под редакцией В.Э. Пуша – М.: Машиностроение, 1985. – 575с.
37. Косарев О. И. Способы снижения возбуждения и вибраций в прямозубом зацеплении. / О. И. Косарев // Вестник машиностроения. – 2001. – №4. С. 8–14.
38. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. – М.: Машгис, 1957. – 263 с.
39. Осадчий И. О. Интегрированная технология изготовления зубчатых колес из волокнистых полимерных композиционных материалов / И. О. Осадчий, Д. В. Криворучко, И. С. Родин // Журнал инженерных наук. - 2014. - Т. 1, № 2. - С. А19-А24
40. Любин Д. М. Справочник по композиционным материалам : в 2 т. / Д. М. Любин. – М. 0: Машиностроение, 1988. –Т. 2. – 584 с.
41. Рудницкий В. Н. Влияние геометрических параметров зубчатых колес на шум в зубчатых передачах / В. Н. Рудницкий. Сб. ст.Вклад ученых и специалистов в национальную экономику/ БГИТА – Брянск, 2001. – с .125–128.
42. Решетов Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков, [в 2 т.]/ [Д.Н. Решетов, В.В. Калинская, А.С. Лapidус и др.]; под ред. Д.Н. Решетова.- М.: Машиностроение, 1972. - Т.2. - 520 с.
43. Каминская В.В. Расчётный анализ динамических характеристик станков разных компоновок / В.В. Каминская, А.В. Еремин // Станки и инструмент, 1985. - №7, - С. 3-6.
44. Проников А.С. Металлорежущие станки и автоматы / А.С. Проников- М.: Машиностроение, 1976. - 167 с.
45. Проников А.С. Точность и надежность станков с числовым программным управлением / А.С. Проников. - М.: Машиностроение, 1982. - 246 с.
46. Вейц В.Л. Динамика управляемых машинных агрегатов / В.Л. Вейц, М.З. Коловский, А.Е. Качура.- М.: Наука, 1984. - 352 с.
47. Вибрации в технике / [Асташев В.К., Бабицкий В.И., Быховский И.И. и др.]; под ред. К.Ф. Фролова.- Справочник в 6 томах.- М.: Машиностроение- 1981 - 454 с.

48. ГОСТ 12.4.093-80 Вибрация. Машины стационарные. Расчёт виброизоляции поддерживающей конструкции. - М.: Изд-во стандартов, 1981 - 40 с.

49. Прилуцкий В.А. Технологические методы снижения волнистости поверхностей / В.А. Прилуцкий. - М.: Машиностроение, 1998.- 136 с.

50. Зебров В.В. Анализ конструкций виброизолирующих опор металлорежущих станков / В.В. Зебров, Т.С. Балакина, Е.А. Владецкая // Прогрессивные направления развития машиноприборостроительных отраслей и транспорта: материалы междунар. научн.-техн. конф. студ., асп. и мол. учёных, г. Севастополь, 12-16 мая 2008г.- г. Севастополь: Изд-во Сев НТУ, 2008.- С. 124-125.

51. Фундаменты и виброизолирующие опоры станков. Динамические расчеты установки станков на фундаментах и виброизолирующих опорах по заданным относительным перемещениям инструмента и изделия. Руководящие материалы. - М.: ЭНИМС, 1965. - 584 с.

52. Байцур А.И., Молчанов Л.Г. Проектирование фундаментов под оборудование промышленных предприятий. Киев, 2010. - 172 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Таблиця 2.1

Основні технічні характеристики токарно-гвинторізного верстата мод.1К62

Технічні характеристики	1К62
Найбільший діаметр який установлюється над станиною, в мм.	400
Відстань між центрами, в мм.	710,1000,1400
Діаметр отвору шпинделя	47
Число швидкостей шпинделя	23
Частота обертання шпинделя, в об/хв	12,5-2000
Число ступенів подач	42
Подачі на оберт, в мм:	
поздовжні	0,07-4,16
поперечні	0,035-2,08
Крок різьби яку нарізають:	
метричної, в мм.	1-192
дюймової(число ниток на 1 ^{1/2})	2-24
модульної, в мм.	(0,5-48) π
Потужність електродвигуна, в кВт.	10

Таблиця 2.1

Результати проведених розрахунків

	Розрахункові частоти коливань, в Гц	Джерело коливань
Електро- двигун	24,14	Електричний двигун
Вал 1	13,51	Незрівноваженість деталей на валу I і самого валу
Вал 2	22,25	Незрівноваженість деталей на валу II і самого валу
	17,66	
	756,56	Перезачеплення зубів зубчастих коліс z1 і z6 ПЗЗ z2 і z7
	689,01	
Вал 3	13,73	Незрівноваженість деталей на валу III і самого валу
	6,74	
	398,17	ПЗЗ z8 і z11
	141,54	ПЗЗ z9 і z12
Вал 4	3,43	Незрівноваженість деталей на валу IV і самого валу
	13,73	
	1,685	
	6,74	
	75,46	ПЗЗ z14 і z17
	617,85	ПЗЗ z15 і z18
	37,07	ПЗЗ z14 і z17
	303,3	ПЗЗ z15 і z18
Вал 5	3,43	Незрівноваженість деталей на валу V і самого валу
	13,73	
	0,85	
	3,43	
	1,685	
	6,74	
	0,42	
	1,685	
	75,46	ПЗЗ z19 і z22
	154,35	ПЗЗ z20 і z21
	617,85	ПЗЗ z20 і z21
	302,06	ПЗЗ z19 і z22
	18,7	ПЗЗ z19 і z22
	38,25	ПЗЗ z20 і z21
	154,35	ПЗЗ z20 і z21
	75,46	ПЗЗ z19 і z22
	37,07	ПЗЗ z19 і z22
	75,825	ПЗЗ z20 і z21
	303,3	ПЗЗ z20 і z21
	148,28	ПЗЗ z19 і z22
	16,28	ПЗЗ z20 і z21
	18,9	ПЗЗ z19 і z22
	75,825	ПЗЗ z20 і z21
	37,07	ПЗЗ z19 і z22
Вал 6	3,43	

	6,865	Незрівноваженість деталей на валу VI і самого валу
	0,425	
	1,715	
	0,8425	
	3,37	
	0,21	
	0,8425	
	46,305	ПЗЗ z23 і z25
	185,355	ПЗЗ z23 і z25
	12,475	ПЗЗ z23 і z25
	46,305	ПЗЗ z23 і z25
	22,7475	ПЗЗ z23 і z25
	90,99	ПЗЗ z23 і z25
	5,67	ПЗЗ z23 і z25
	22,7475	ПЗЗ z23 і z25
Реверс		
Вал 2	22,66	Незрівноваженість деталей на валу VI і самого валу
	845,4	ПЗЗ z10 і z5
	563,66	ПЗЗ z4 і z3
	671,08	ПЗЗ z10 і z5
	447,38	ПЗЗ z4 і z3
Вал 3	26,66	Незрівноваженість деталей на валу VI і самого валу
	1013,08	ПЗЗ z10 і z13
Вал 4	6,665	Незрівноваженість деталей на валу IV і самого валу
	26,66	
	146,63	ПЗЗ z14 і z17
	1199,7	ПЗЗ z15 і z18
Вал 5	1,666	Незрівноваженість деталей на валу V і самого валу
	6,665	
	6,665	
	26,66	
	146,63	ПЗЗ z19 і z22
	299,925	ПЗЗ z20 і z21
	498,52	ПЗЗ z19 і z22
	1199,75	ПЗЗ z20 і z21
	36,652	ПЗЗ z19 і z22
	74,925	ПЗЗ z20 і z21
	146,63	ПЗЗ z19 і z22
	299,923	ПЗЗ z20 і z21
Вал 6	3,3325	Незрівноваженість деталей на валу VI і самого валу
	13,33	
	0,833	
	3,3325	
	89,9775	ПЗЗ z23 і z25
	359,91	ПЗЗ z23 і z25
	22,491	ПЗЗ z23 і z25
	83,7475	ПЗЗ z23 і z25

ДОДАТОК Б

Статический анализ:1**Общая цель и параметры:**

Цель проектирования	Одноточечный
Тип исследования	Статический анализ
Дата последнего изменения	30.11.2019, 20:05
Обнаружить и устранить моды жесткого тела	Да

Настройки сети:

Средний размер элемента (дробное значение от диаметра модели)	0,1
Минимальный размер элемента (дробное значение от среднего размера)	0,2
Коэффициент разнородности	1,5
Макс. угол поворота	60 град
Создать изогнутые элементы сетки	Да

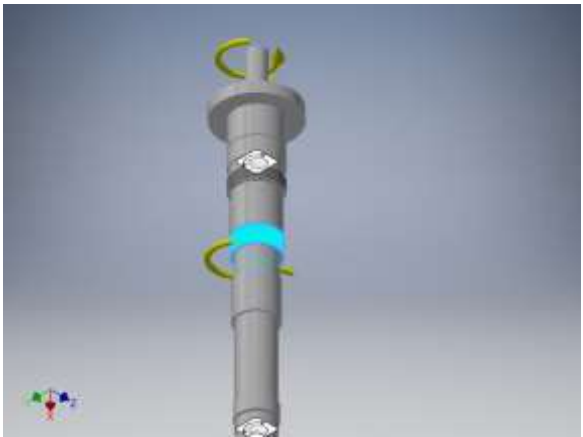
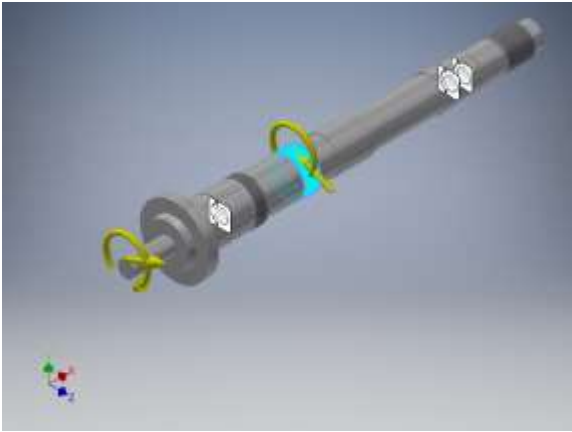
Материал(-ы)

Имя	Сталь	
Общие	Массовая плотность	7,85 г/см ³
	Предел текучести	207 МПа
	Окончательный предел прочности растяжения	345 МПа
Напряжение	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коэффициент Пуассона	0,3 бр
	Модуль упругости при сдвиге	80,7692 ГПа
Имена деталей	Вал	

Рабочие условия**Усилие в опоре:1**

Тип нагрузки	Усилие в опоре
Величина	2154,066 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	800,000 Н
Вектор Z	-2000,000 Н

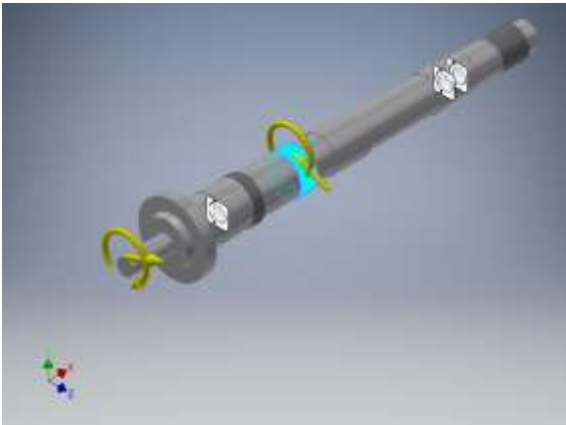
Выбранные грани



Момент:1

Тип нагрузки	Момент
Величина	700000,000 Н мм
Вектор X	-700000,000 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

Выбранные грани



Момент:2

Тип нагрузки	Момент
Величина	700000,000 Н мм
Вектор X	700000,000 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

Выбранные грани



Сила:1

Тип нагрузки	Сила
Величина	2154,066 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	800,000 Н
Вектор Z	2000,000 Н

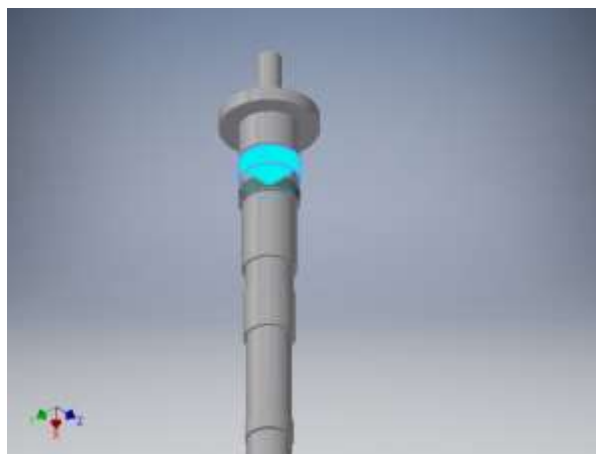
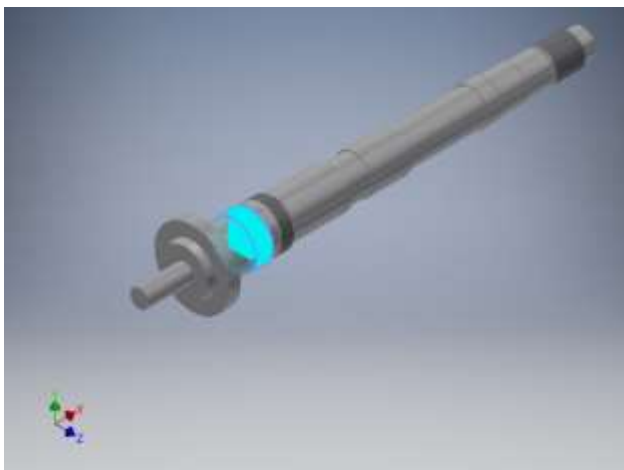
Выбранные грани



Опора:1

Тип зависимости	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Нет
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Опора:2

Тип зависимости	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Да
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Опора:3

Тип зависимости	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Да
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Результаты

Сила и момент реакции в зависимостях

Имя зависимости	Сила реакции		Реактивный момент	
	Величина	Компонент (X,Y,Z)	Величина	Компонент (X,Y,Z)
Опора:1	1759,59 Н	0 Н	447,669 Н м	-0,409463 Н м
		-1521,98 Н		-442,487 Н м
		-883,034 Н		67,9149 Н м
Опора:2	1005,42 Н	34,9719 Н	101,728 Н м	0,155837 Н м
		-96,4037 Н		101,509 Н м
		1000,18 Н		6,68199 Н м
Опора:3	150,543 Н	-34,9141 Н	13,6086 Н м	-0,0986161 Н м
		24,9924 Н		13,5747 Н м
		-144,29 Н		0,956111 Н м

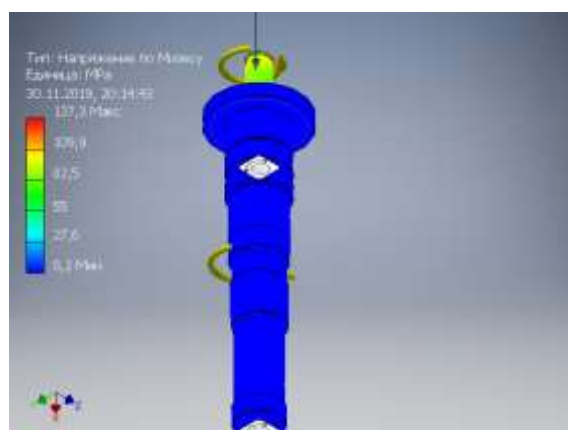
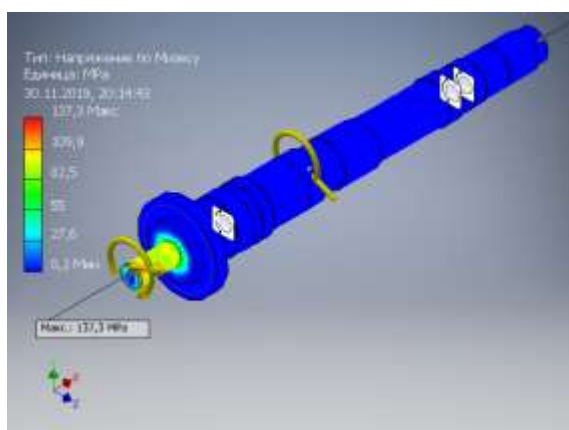
Результат

Имя	Минимальная	Максимальная
Объем	5257000 мм ³	
Масса	41,2675 кг	
Напряжение по Мизесу	0,2214 МПа	137,286 МПа
1-ое основное напряжение	-9,16253 МПа	88,8304 МПа
3-е основное напряжение	-87,2509 МПа	13,1953 МПа
Смещение	26,0278 мм	1684,39 мм
Коэфф. запаса прочности	1,5078 бр	15 бр
Напряжение XX	-38,3109 МПа	37,5188 МПа
Напряжение XY	-69,6042 МПа	72,4482 МПа
Напряжение XZ	-75,6397 МПа	63,661 МПа
Напряжение YY	-40,0862 МПа	61,405 МПа
Напряжение YZ	-48,6588 МПа	64,8745 МПа
Напряжение ZZ	-58,3473 МПа	47,4433 МПа
Смещение по оси X	-0,0107025 мм	0,0110362 мм
Смещение по оси Y	-1684,38 мм	1684,38 мм

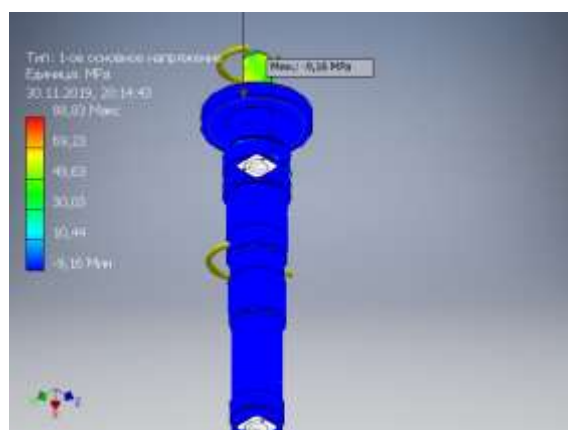
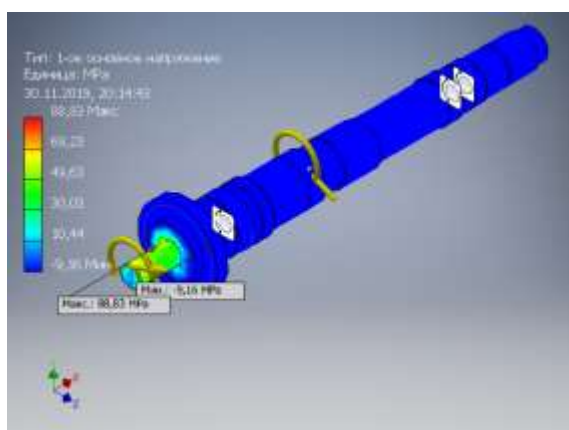
Смещение по оси Z	-1684,38 мм	1684,39 мм
Эквивалентная деформация	0,00000108446 бр	0,00056667 бр
1-ая основная деформация	-0,000000115918 бр	0,000491594 бр
3-я основная деформация	-0,000500623 бр	0,000000296241 бр
Деформация XX	-0,000166356 бр	0,000164332 бр
Деформация XY	-0,000430883 бр	0,000448489 бр
Деформация XZ	-0,000468246 бр	0,000394092 бр
Деформация YY	-0,000238936 бр	0,000372084 бр
Деформация YZ	-0,000301221 бр	0,000401604 бр
Деформация ZZ	-0,000369239 бр	0,000273732 бр

Рисунки

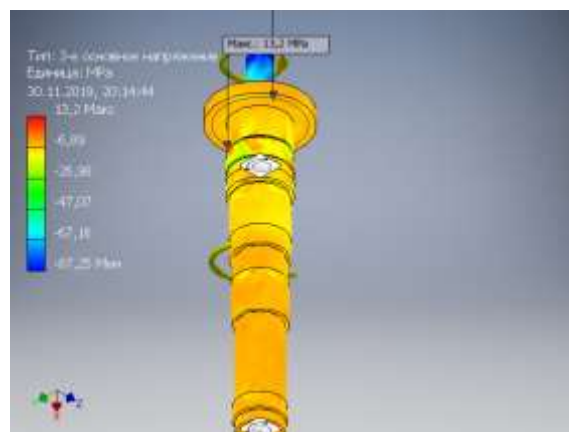
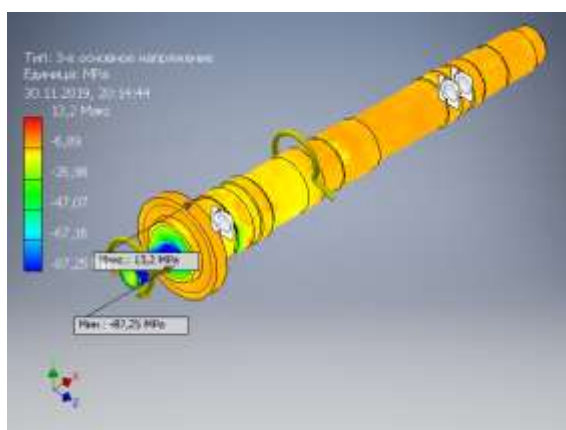
Напряжение по Мизесу



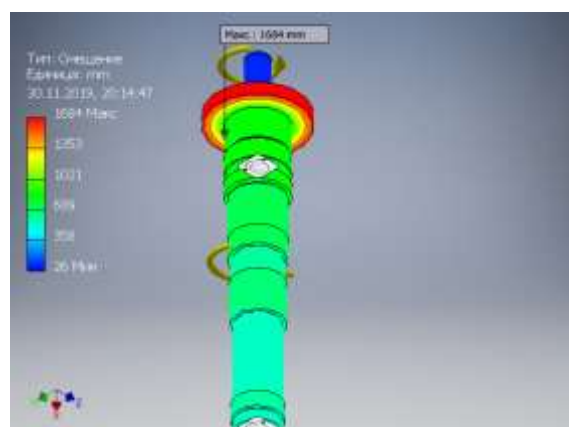
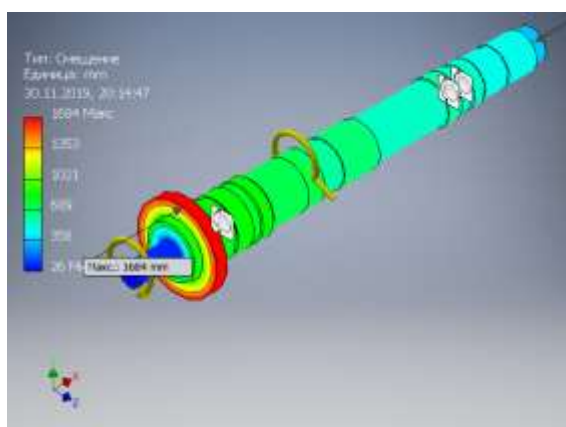
1-ое основное напряжение



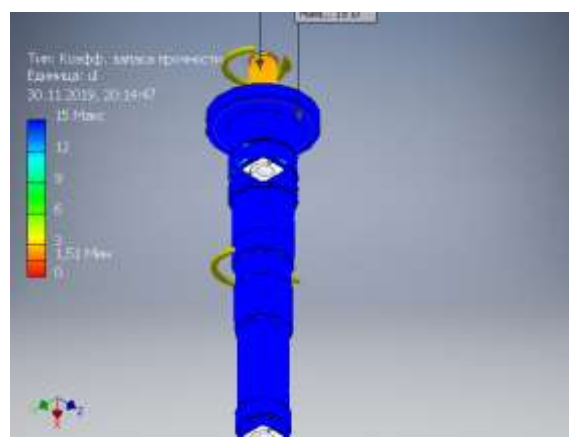
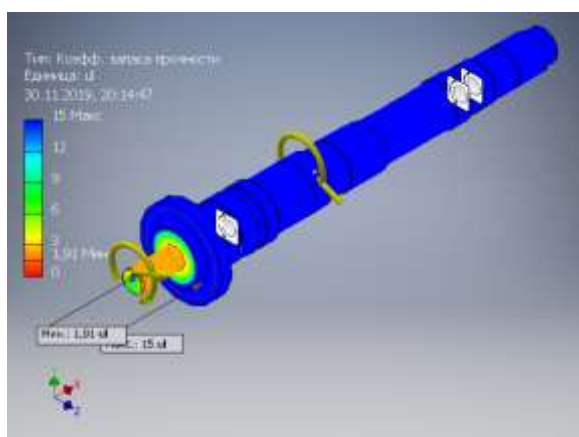
3-е основное напряжение



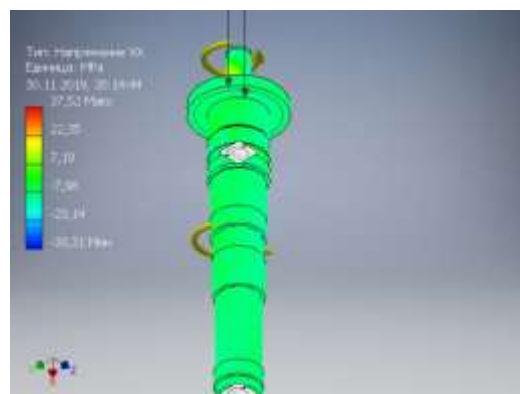
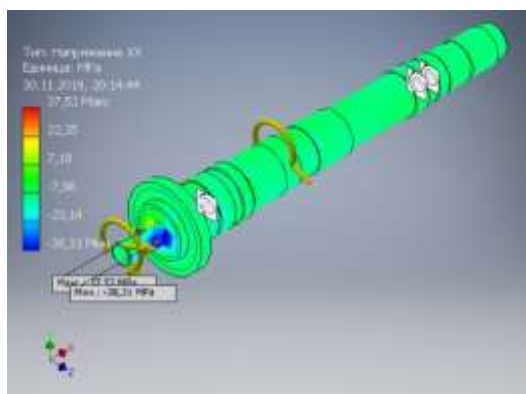
Смещение



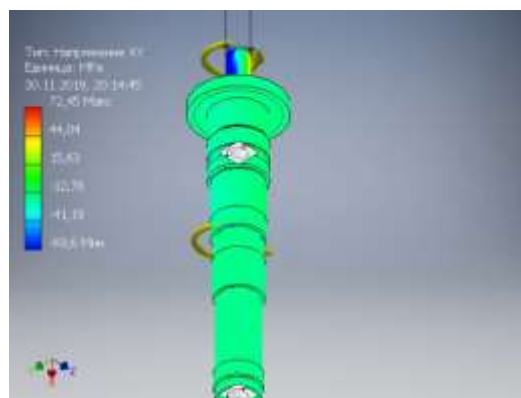
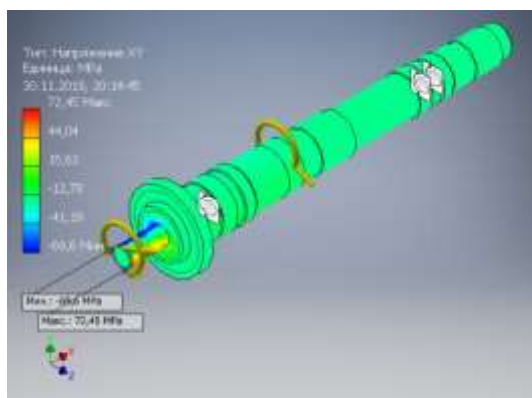
Коэфф. запаса прочности



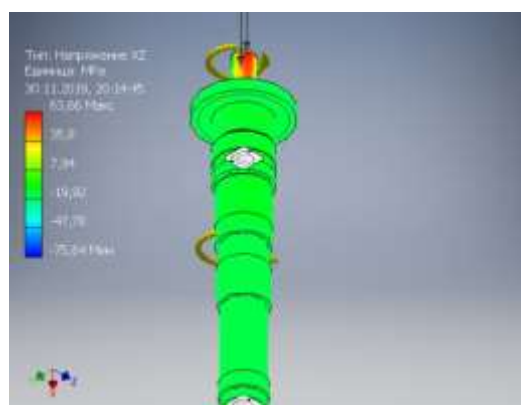
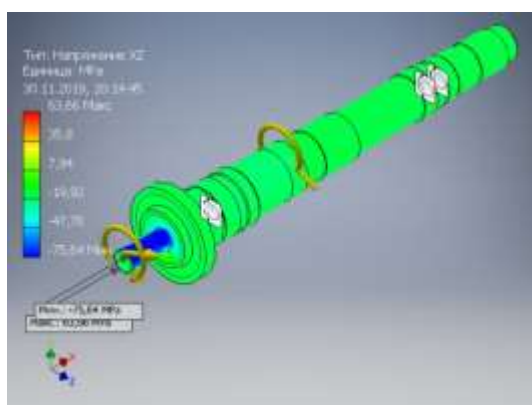
Напряжение XX



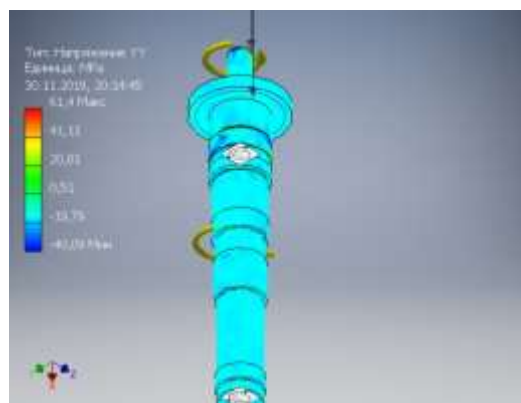
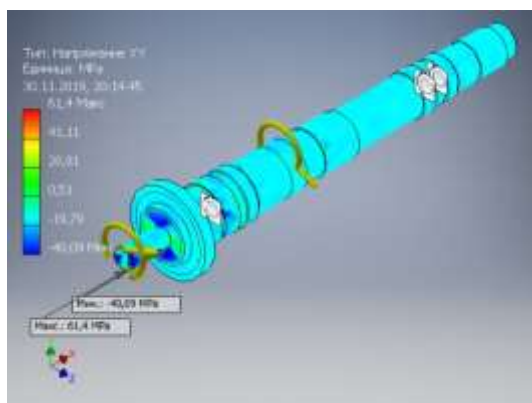
Напряжение XY



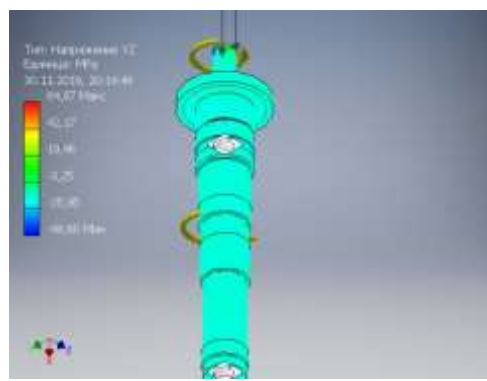
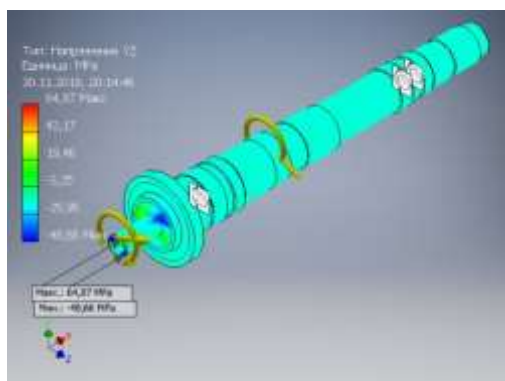
Напряжение XZ



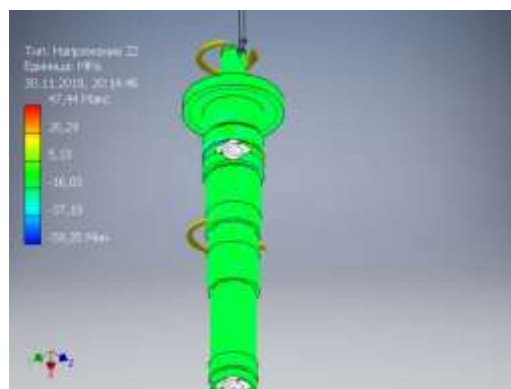
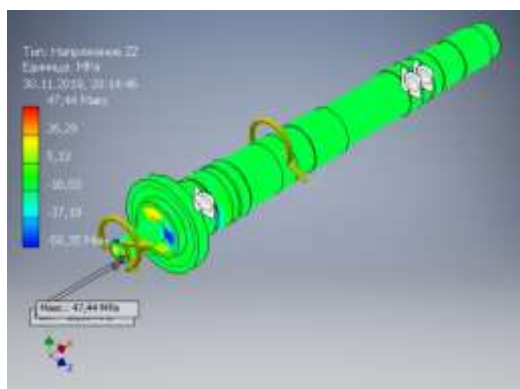
Напряжение YY



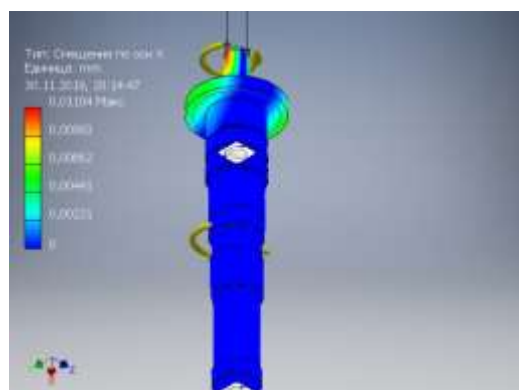
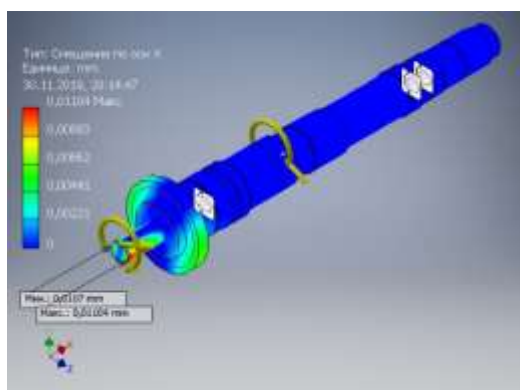
Напряжение YZ



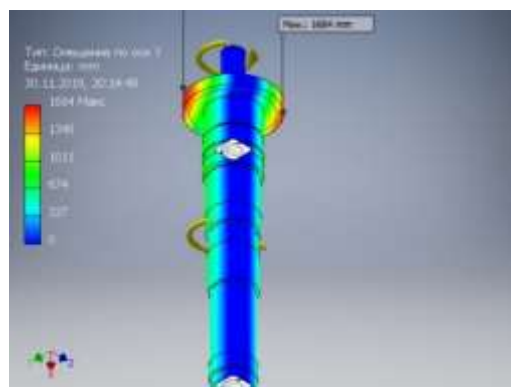
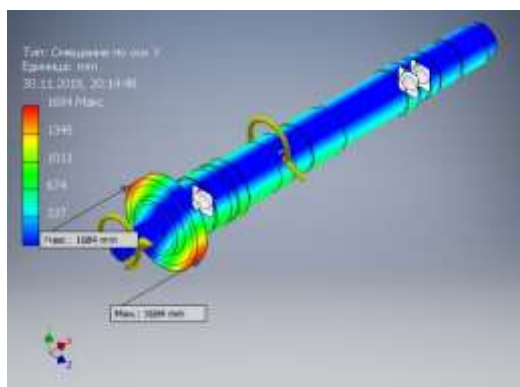
Напряжение ZZ



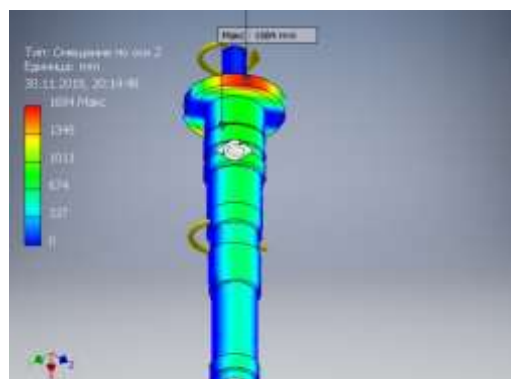
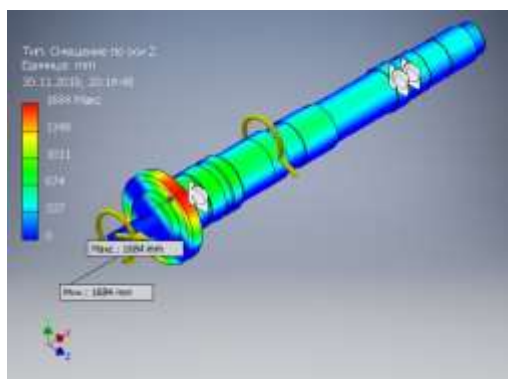
Смещение по оси X



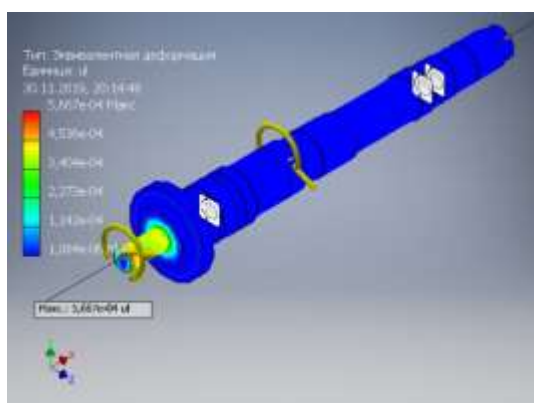
Смещение по оси Y



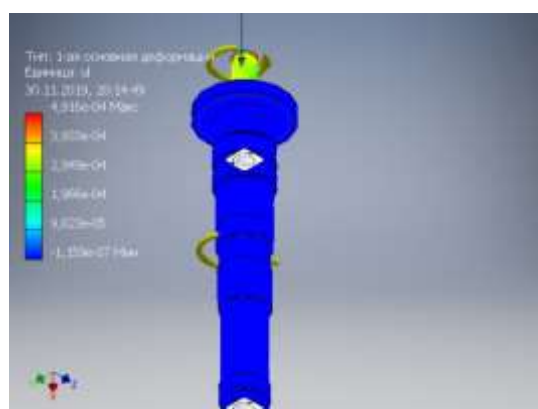
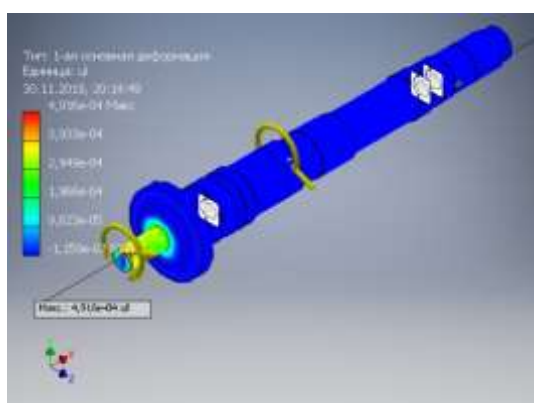
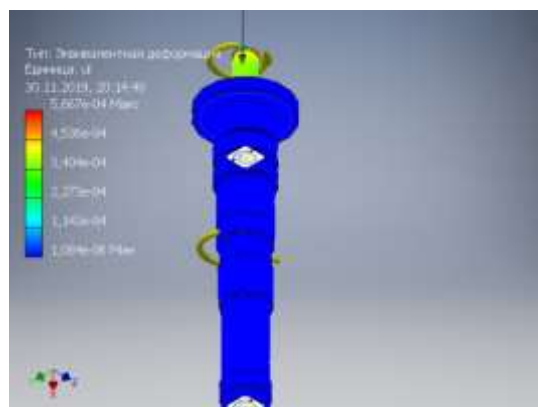
Смещение по оси Z



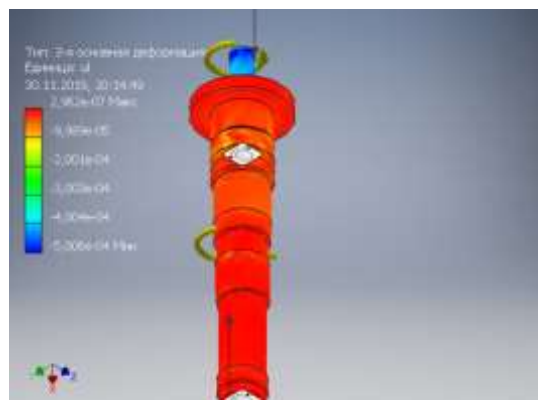
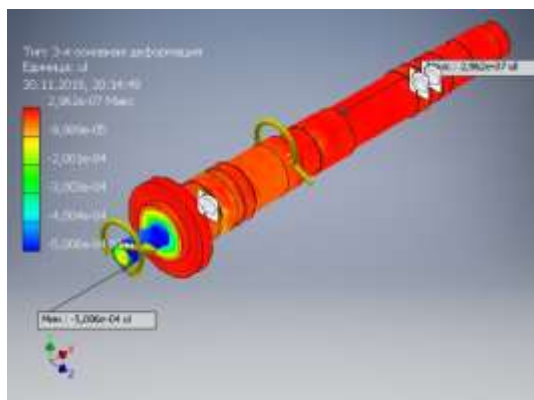
Эквивалентная деформация



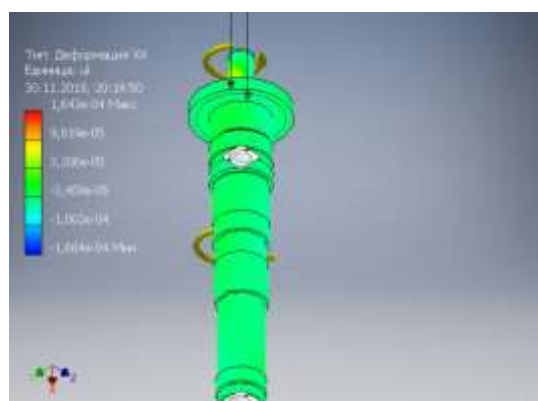
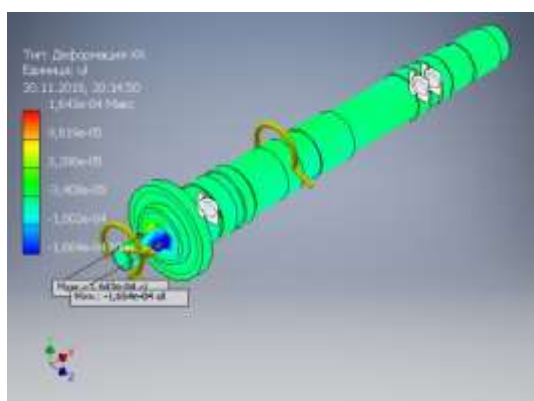
1-ая основная деформация



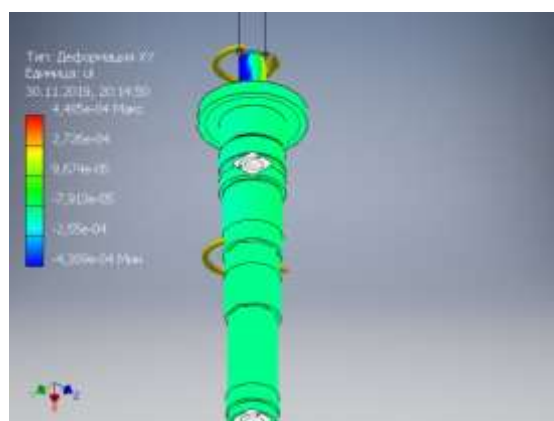
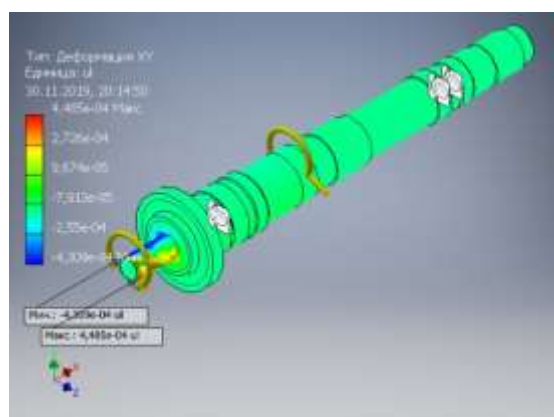
3-я основная деформация



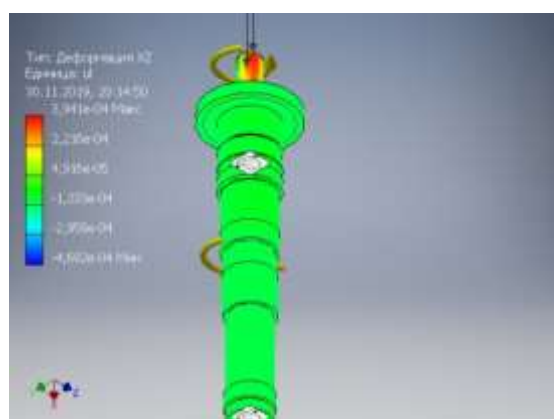
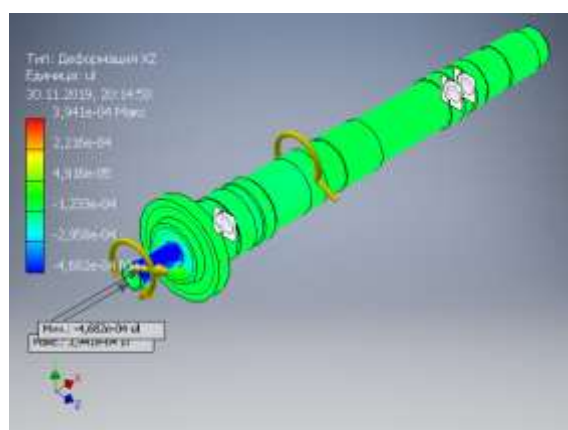
Деформация XX



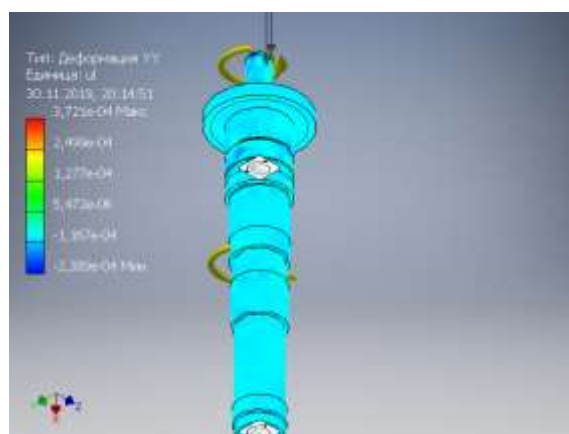
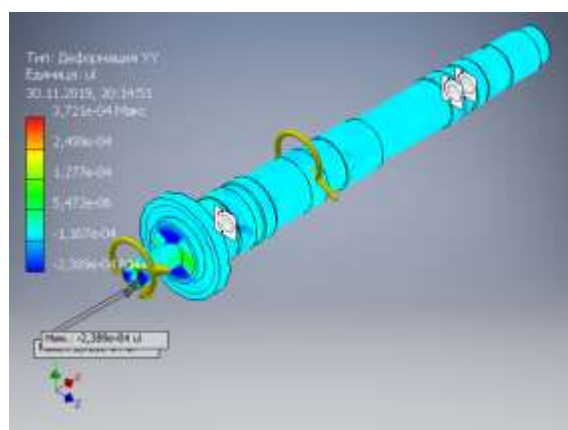
Деформация XY



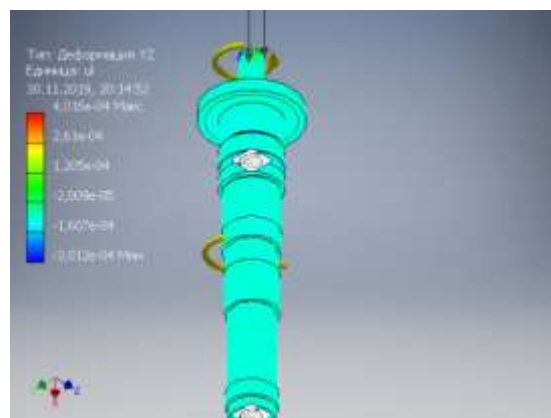
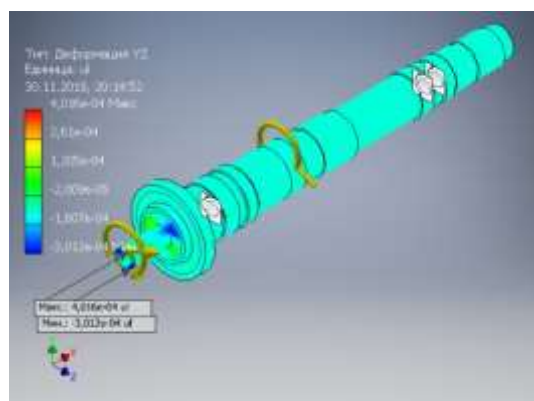
Деформация XZ



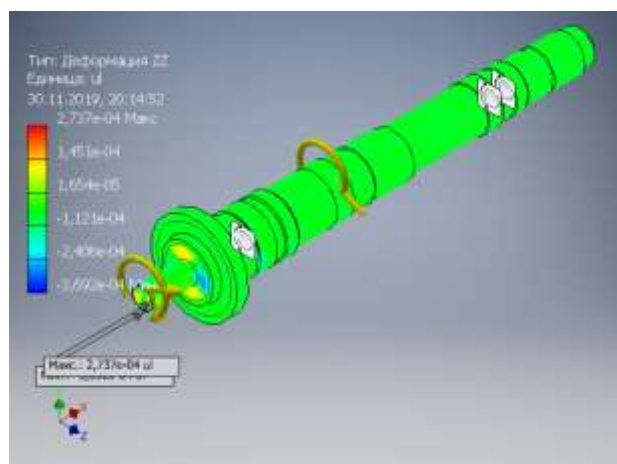
Деформация YY



Деформация YZ



Деформация ZZ



Модальный анализ:1

Общая цель и параметры:

Цель проектирования	Одноточечный
Тип исследования	Модальный анализ
Дата последнего изменения	04.12.2019, 16:11
Число мод	8
Диапазон частот	Неопределенный
Рассчитать предварительно загруженные моды	Да
Повышенная точность	Да

Настройки сети:

Средний размер элемента (дробное значение от диаметра модели)	0,08
Минимальный размер элемента (дробное значение от среднего размера)	0,2
Коэффициент разнородности	1,5
Макс. угол поворота	60 град
Создать изогнутые элементы сетки	Нет
Использовать для сетки сборки измерение на основе деталей	Да

Материал(-ы)

Имя	Сталь	
Общие	Массовая плотность	7,85 г/см ³
	Предел текучести	207 МПа
	Окончательный предел прочности растяжения	345 МПа
Напряжение	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коэффициент Пуассона	0,3 бр
	Модуль упругости при сдвиге	80,7692 ГПа
Наименование деталей	Вал	

Рабочие условия

Момент:1

Тип нагрузки	Момент
Величина	700000,000 Н мм
Вектор X	-700000,000 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

Выбранные грани



Момент:2

Тип нагрузки	Момент
Величина	700000,000 Н мм
Вектор X	700000,000 Н мм
Вектор Y	0,000 Н мм
Вектор Z	0,000 Н мм

Выбранные грани



Сила:1

Тип нагрузки	Сила
Величина	2154,066 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	800,000 Н
Вектор Z	2000,000 Н

Выбранные грани



Сила:2

Тип нагрузки	Сила
Величина	2154,066 Н
Вектор X	0,000 Н
Вектор Y	800,000 Н
Вектор Z	-2000,000 Н

Выбранные грани



Опора:1

Тип опоры	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Нет
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Опора:2

Тип опоры	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Да
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Опора:3

Тип опоры	Опора
Фиксировать радиальное направление	Да
Фиксировать осевое направление	Да
Фиксировать касательное направление	Нет

Выбранные грани



Результаты

Значение(-я) частоты

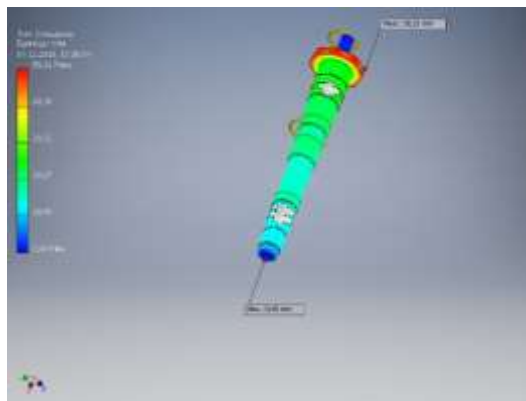
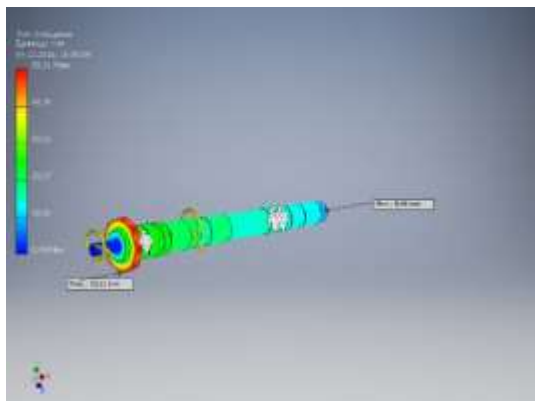
F1	0,00 Hz
F2	928,16 Hz
F3	930,76 Hz
F4	1474,70 Hz
F5	1534,09 Hz
F6	1549,94 Hz
F7	1639,77 Hz
F8	1665,00 Hz

Результат

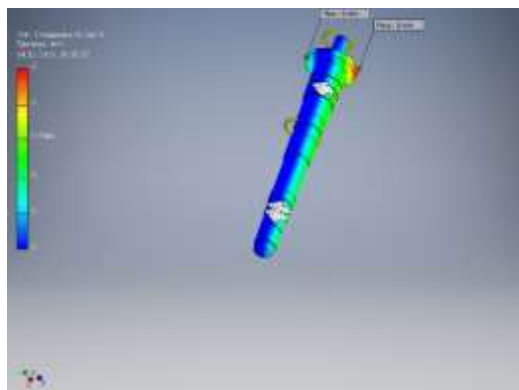
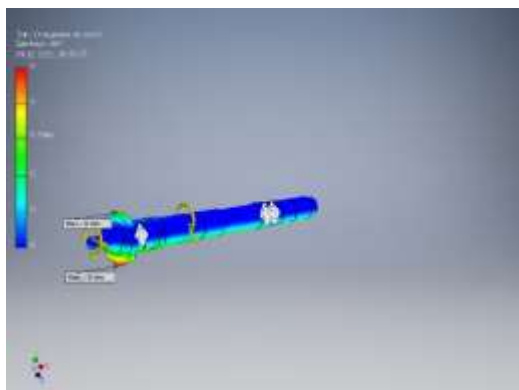
Имя	Значение результата
Объем	5257000 мм ³
Масса	41,2675 кг

Рисунки

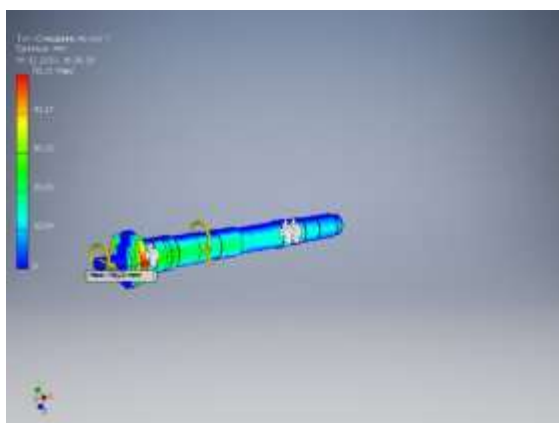
F1 0,00 Hz Смещение



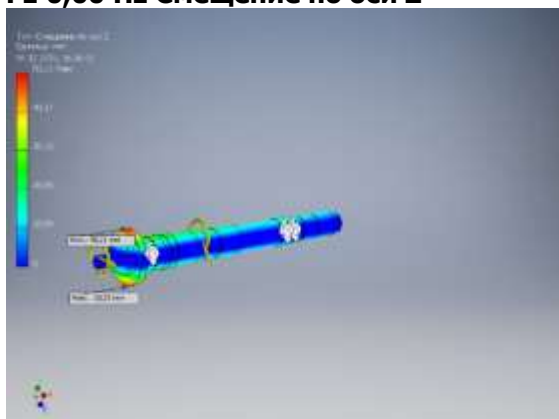
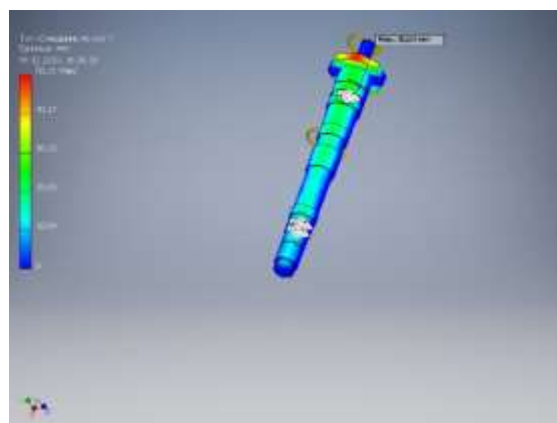
F1 0,00 Hz Смещение по оси X



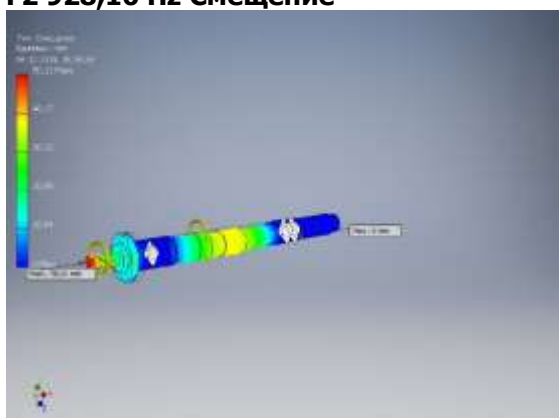
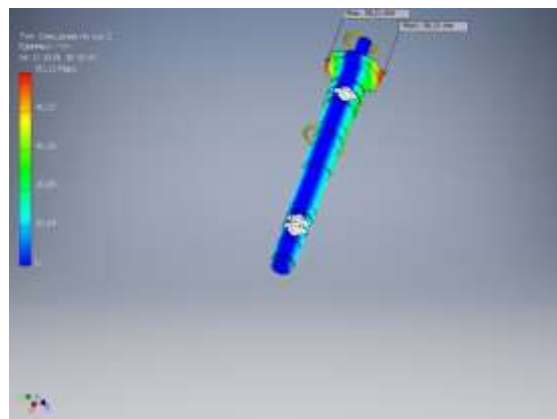
F1 0,00 Hz Смещение по оси Y



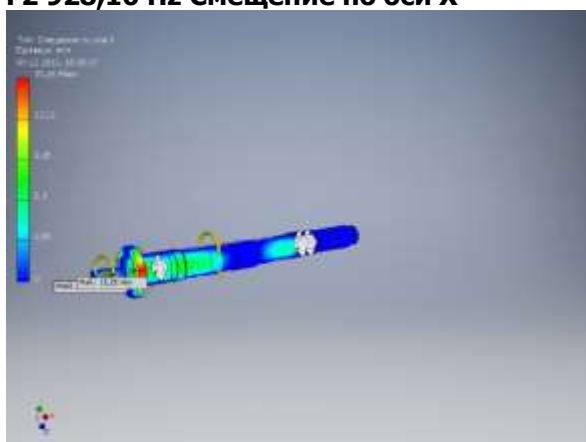
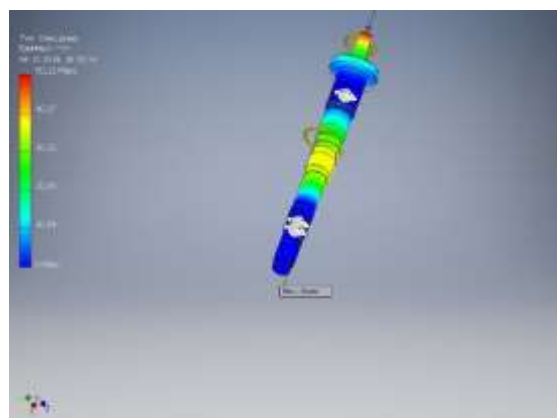
F1 0,00 Hz Смещение по оси Z



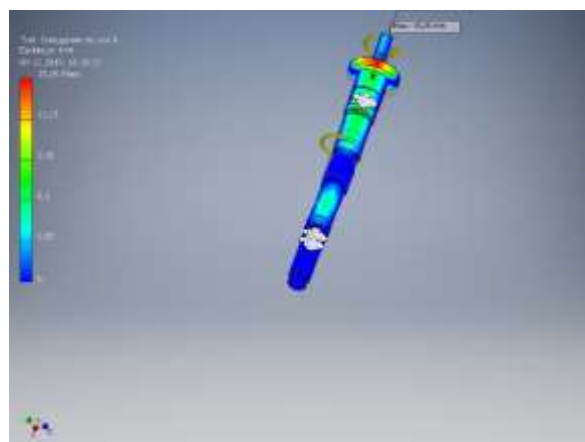
F2 928,16 Hz Смещение

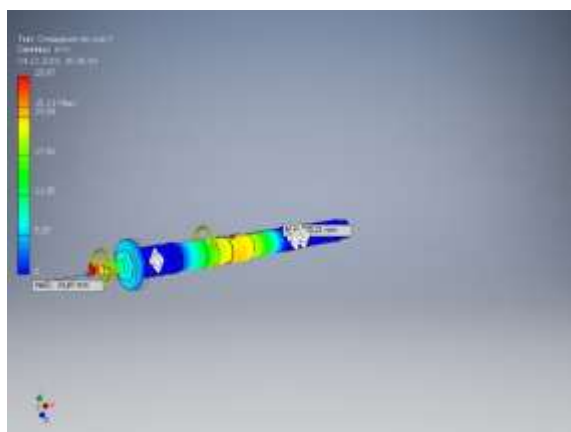


F2 928,16 Hz Смещение по оси X

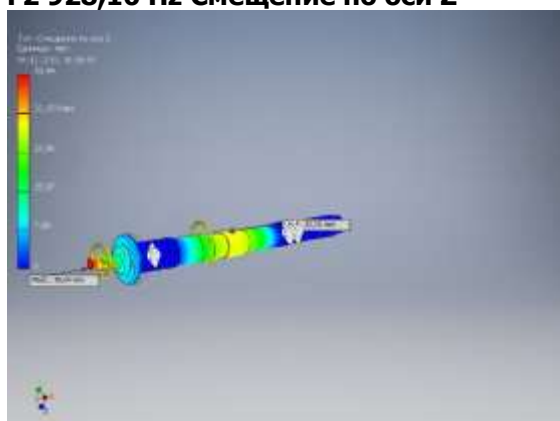
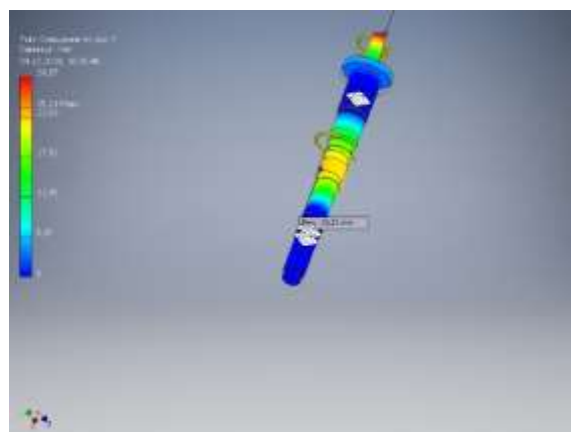


F2 928,16 Hz Смещение по оси Y

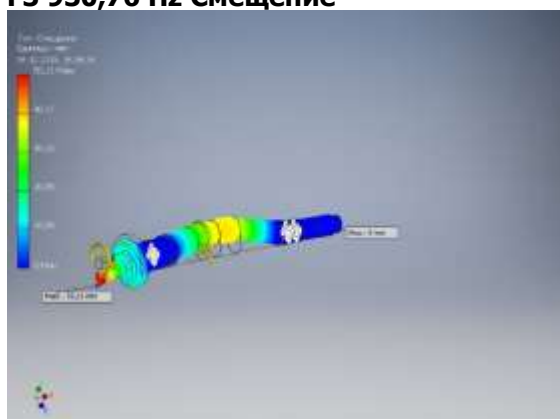
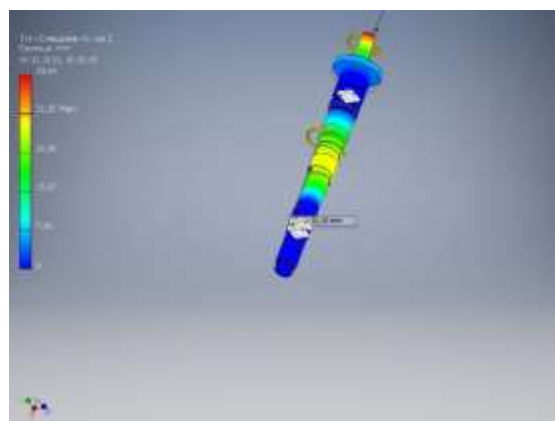




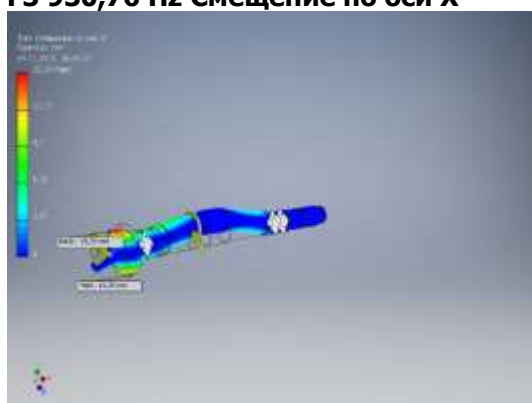
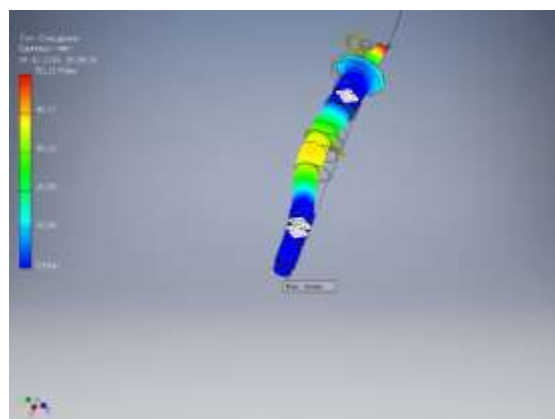
F2 928,16 Hz Смещение по оси Z



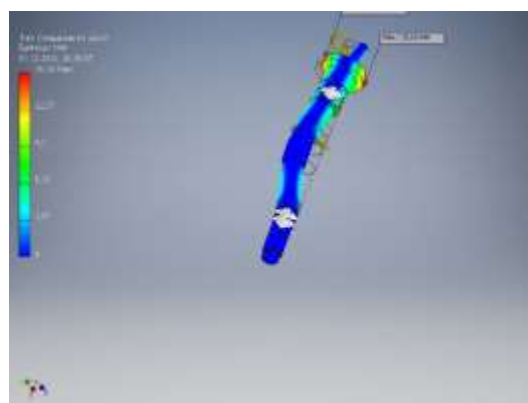
F3 930,76 Hz Смещение

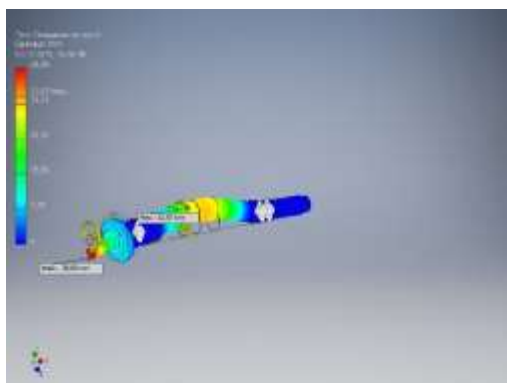


F3 930,76 Hz Смещение по оси X

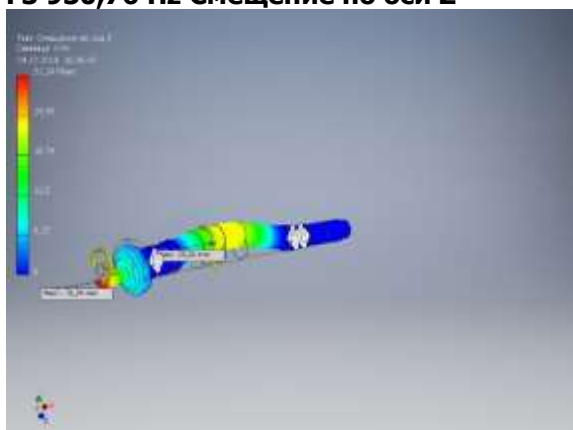
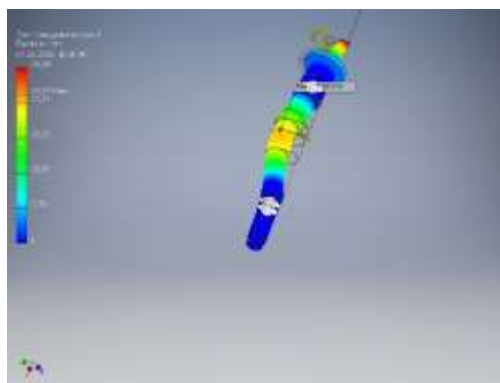


F3 930,76 Hz Смещение по оси Y

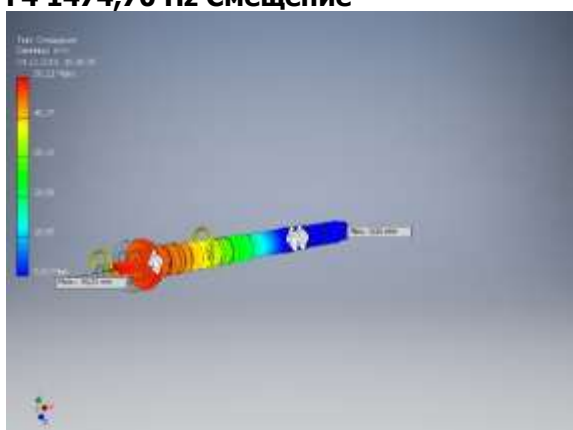
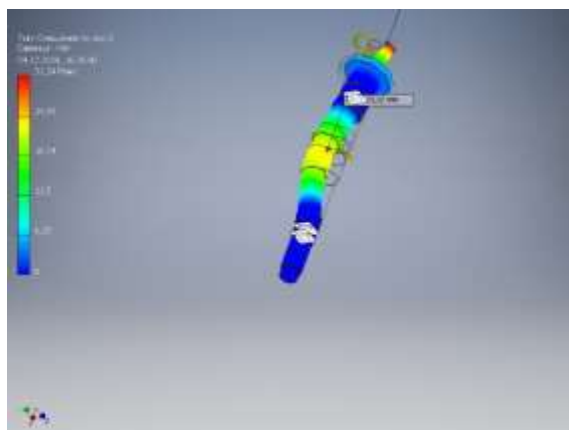




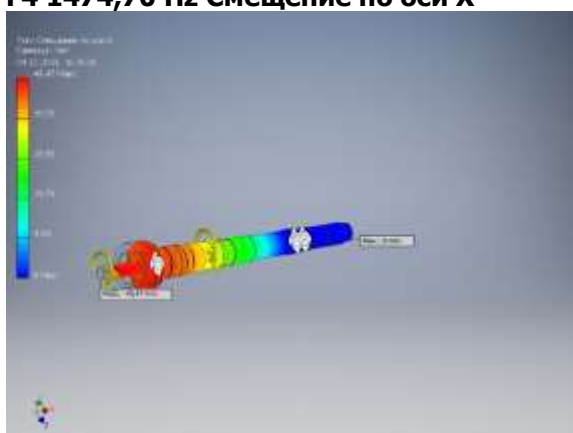
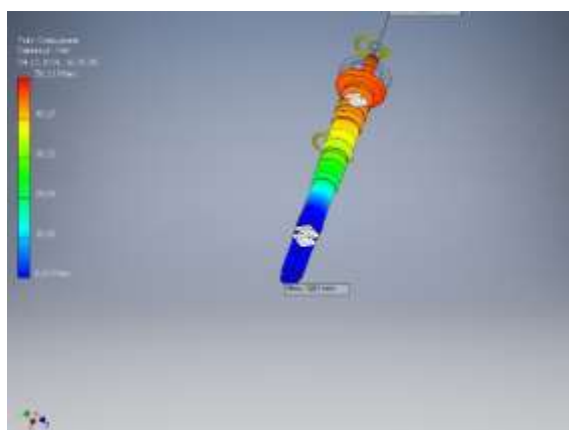
F3 930,76 Hz Смещение по оси Z



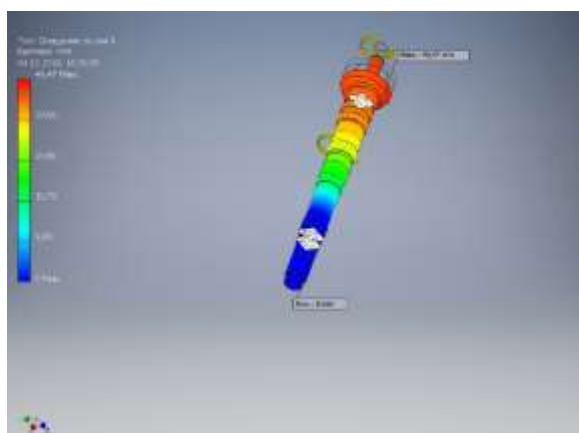
F4 1474,70 Hz Смещение

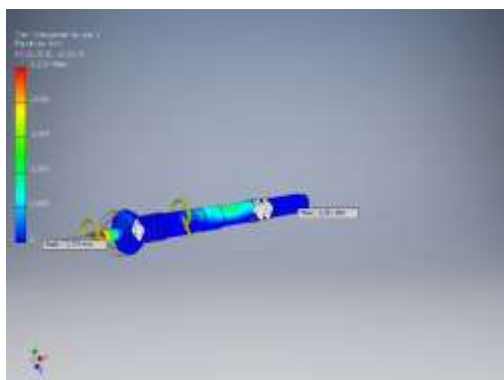


F4 1474,70 Hz Смещение по оси X

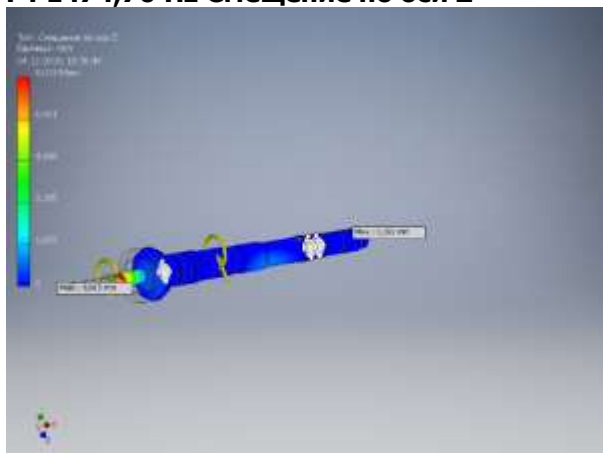
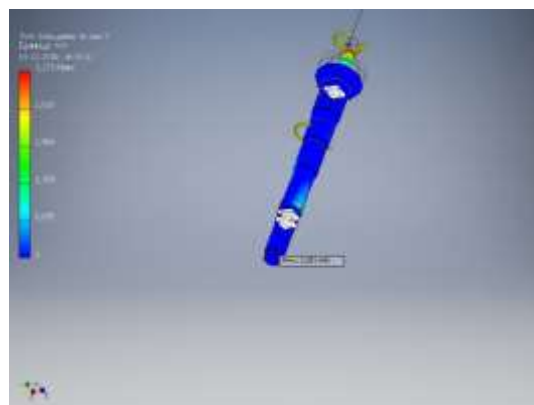


F4 1474,70 Hz Смещение по оси Y

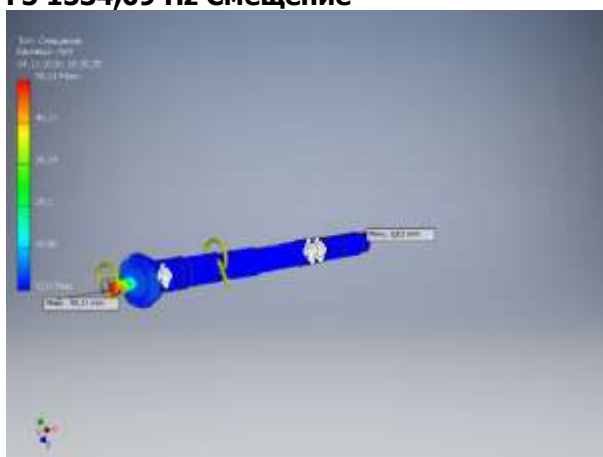
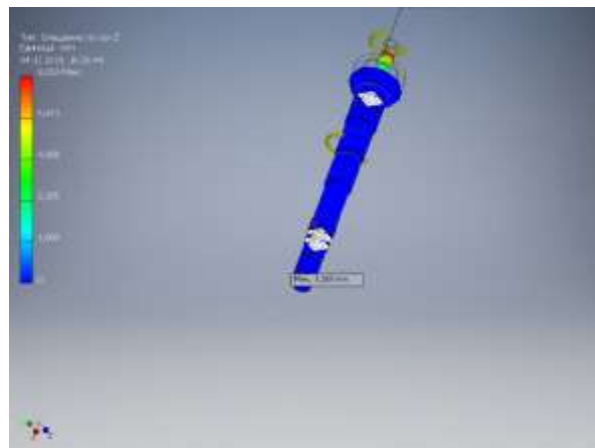




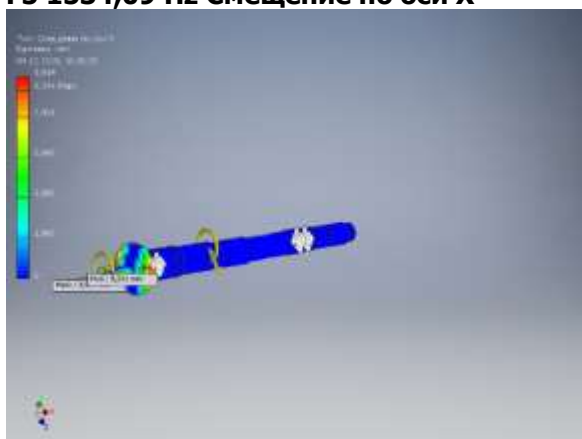
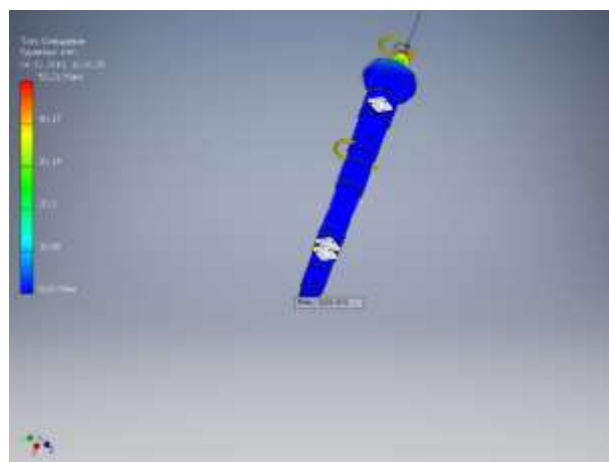
F4 1474,70 Hz Смещение по оси Z



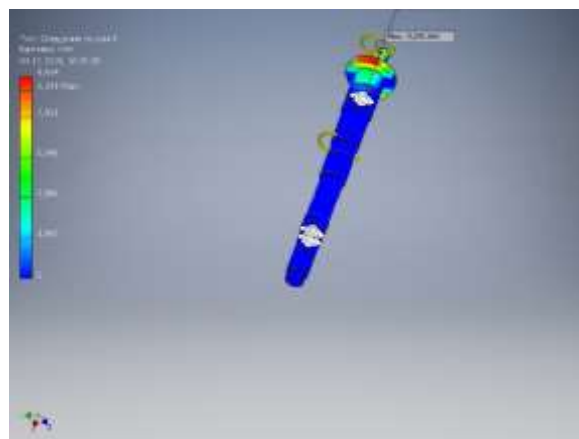
F5 1534,09 Hz Смещение

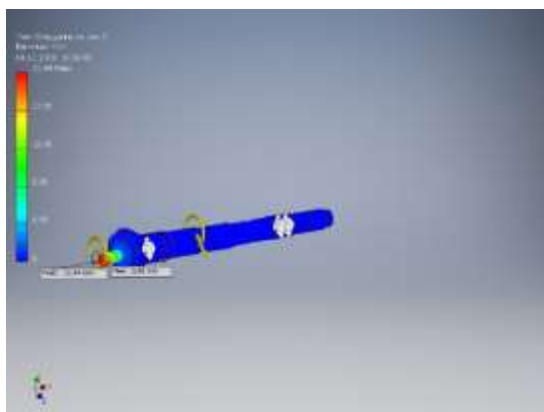


F5 1534,09 Hz Смещение по оси X

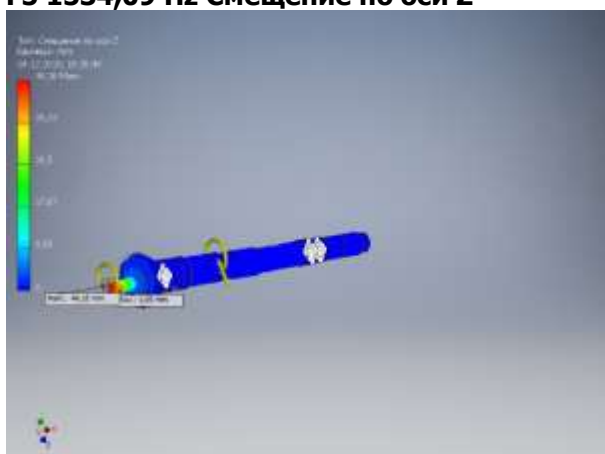


F5 1534,09 Hz Смещение по оси Y

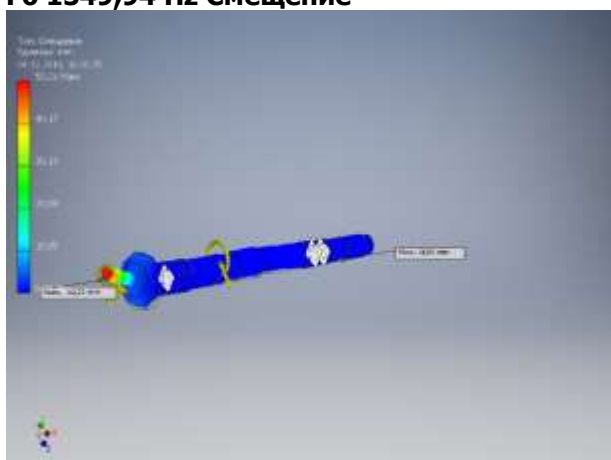




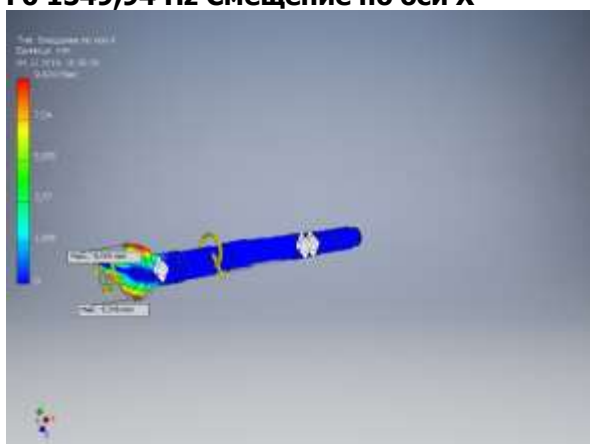
F5 1534,09 Hz Смещение по оси Z



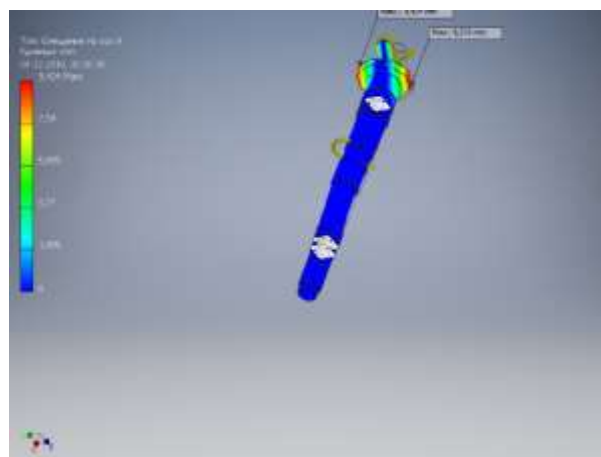
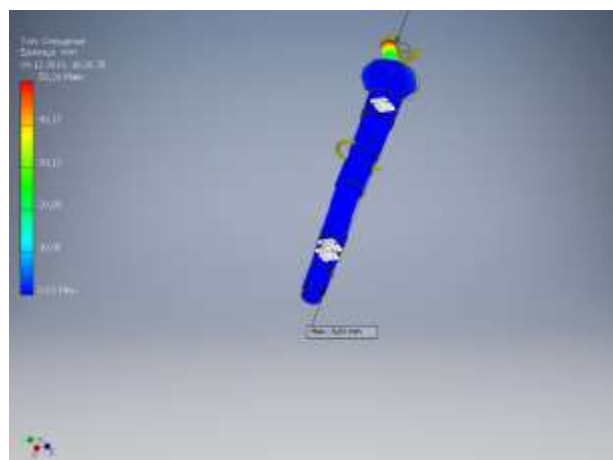
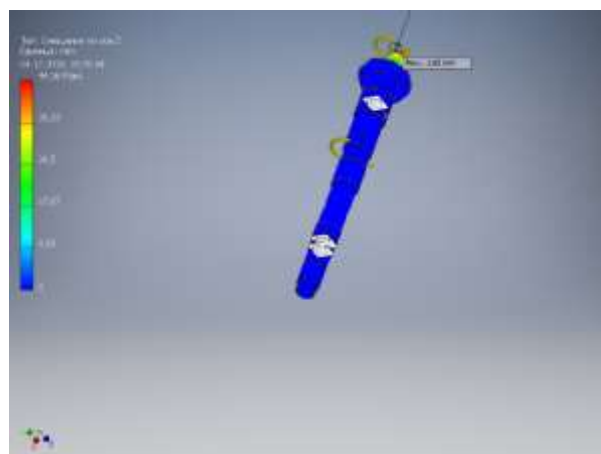
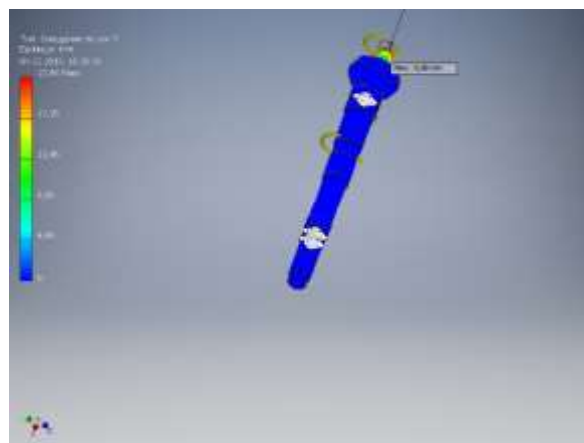
F6 1549,94 Hz Смещение

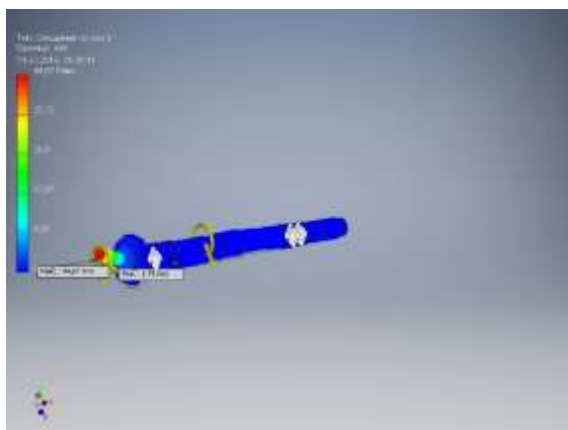


F6 1549,94 Hz Смещение по оси X

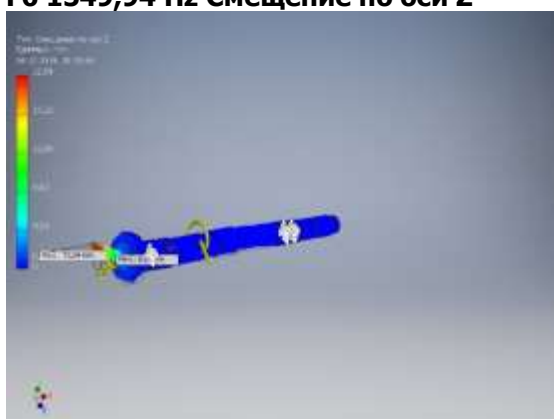
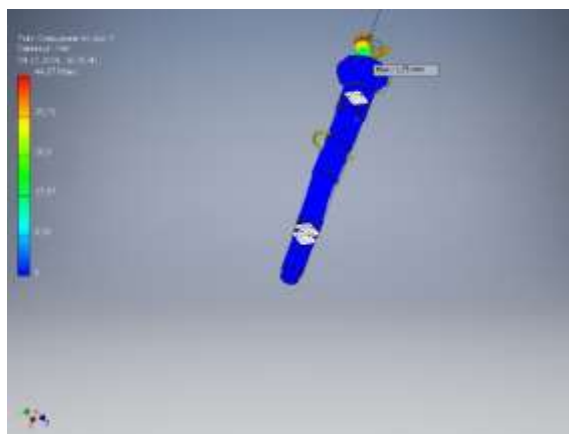


F6 1549,94 Hz Смещение по оси Y

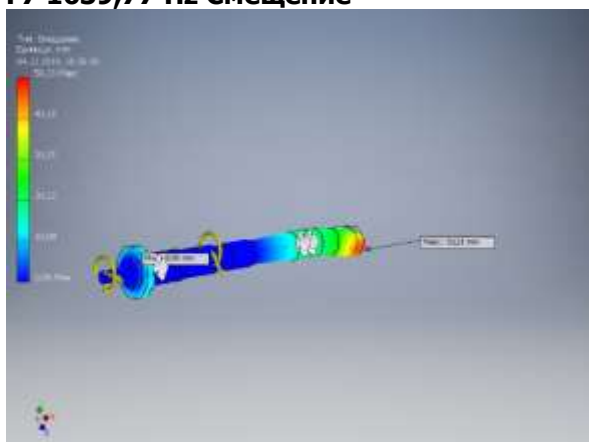
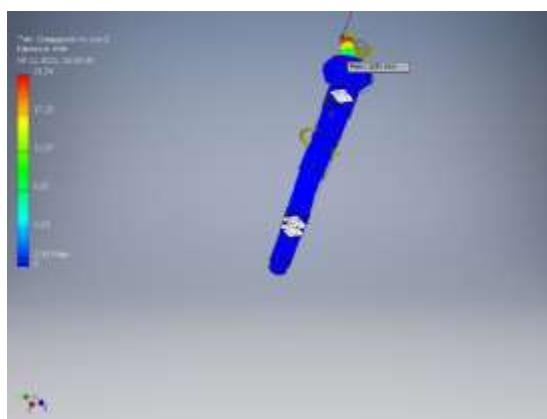




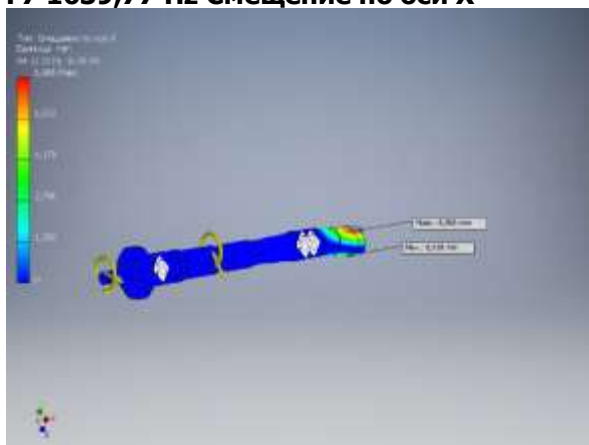
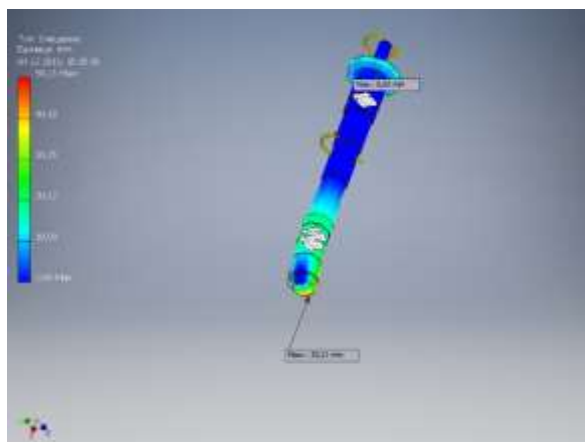
F6 1549,94 Hz Смещение по оси Z



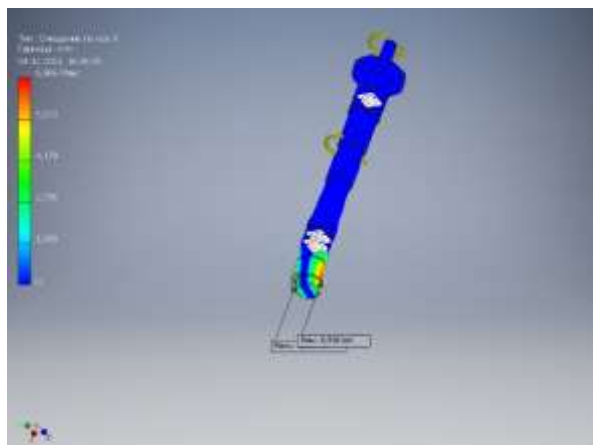
F7 1639,77 Hz Смещение

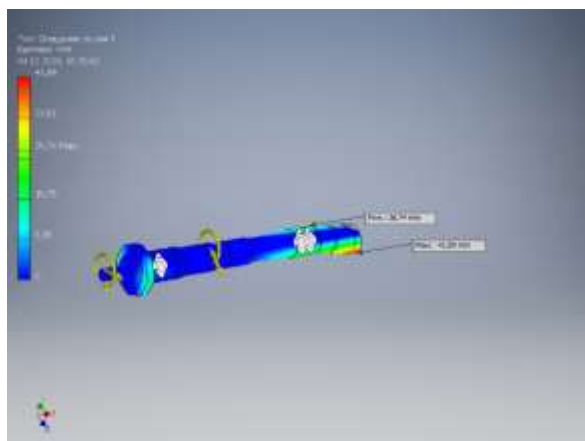


F7 1639,77 Hz Смещение по оси X

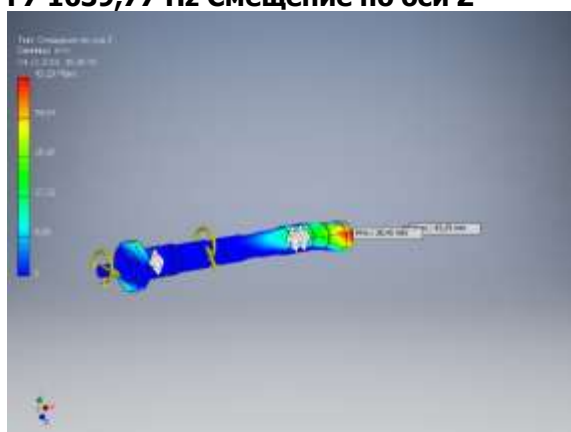


F7 1639,77 Hz Смещение по оси Y

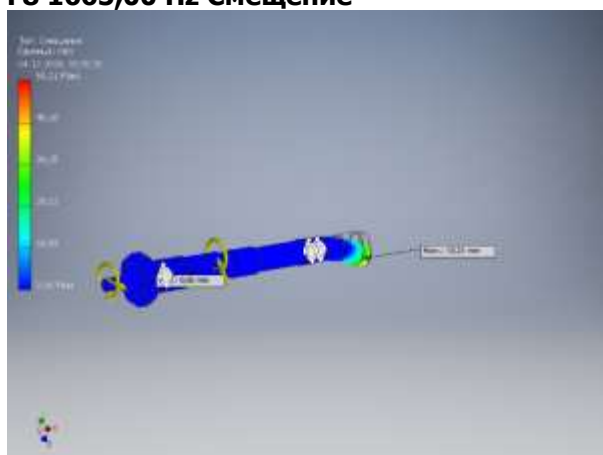




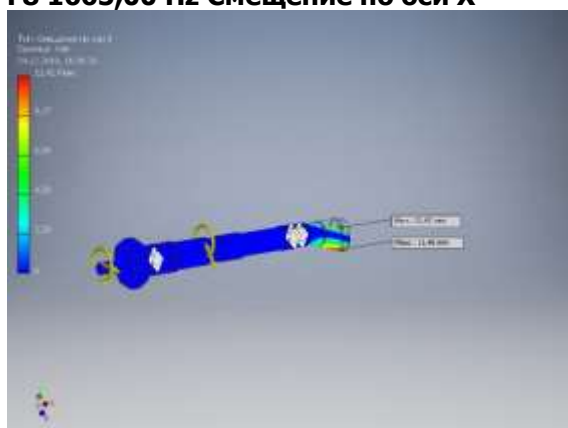
F7 1639,77 Hz Смещение по оси Z



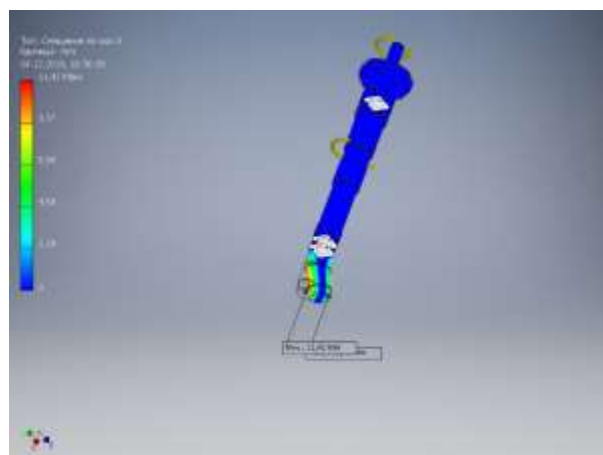
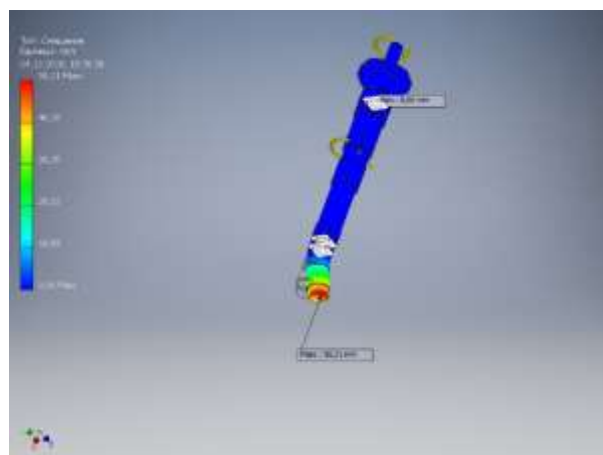
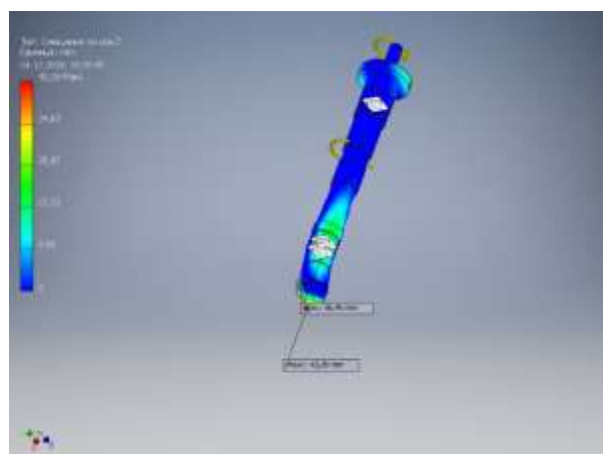
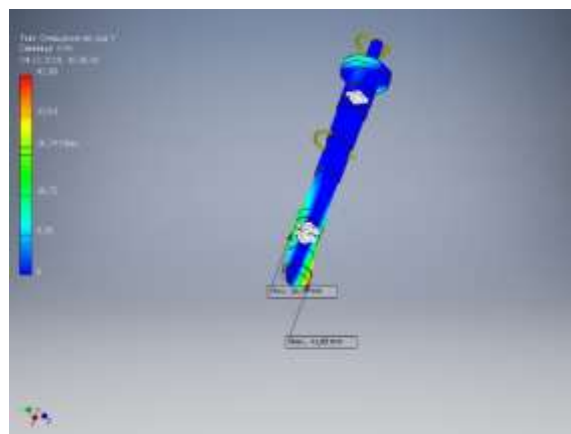
F8 1665,00 Hz Смещение

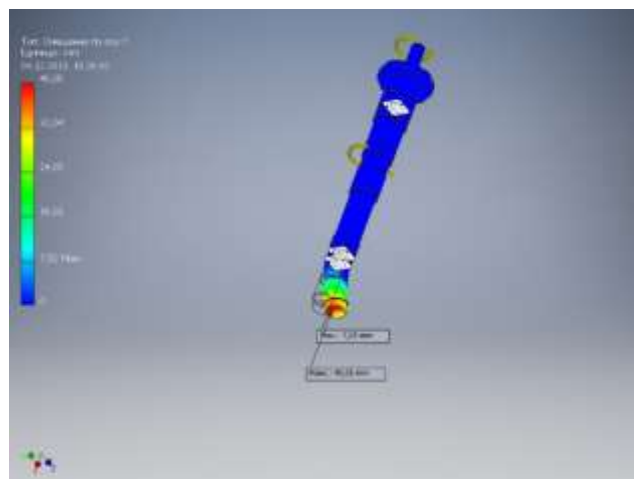
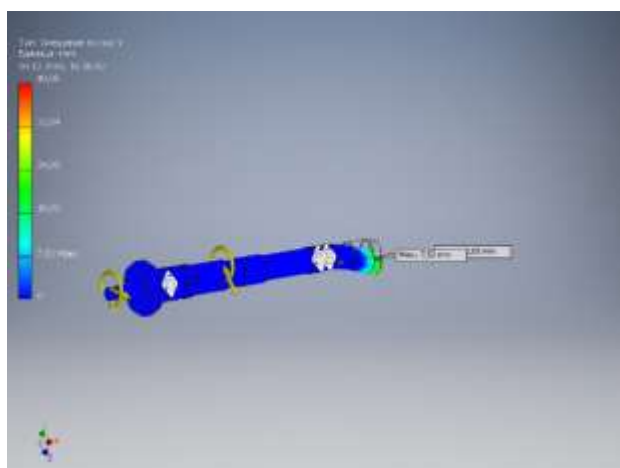


F8 1665,00 Hz Смещение по оси X

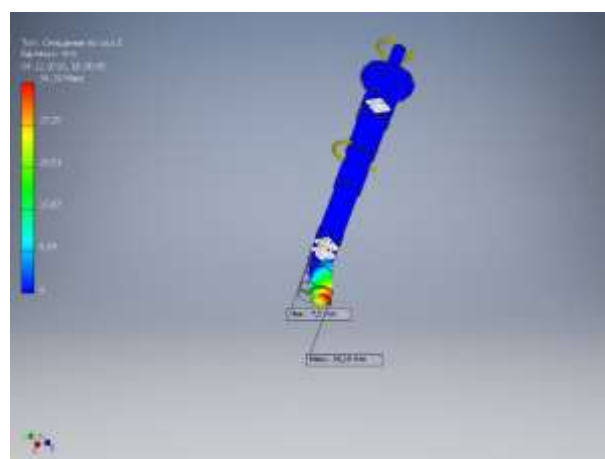
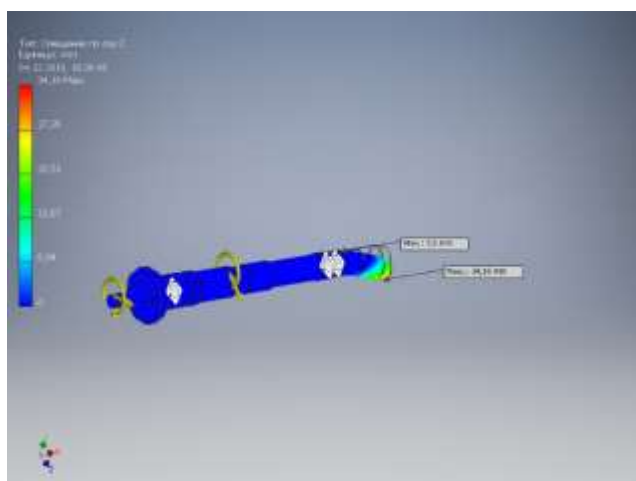


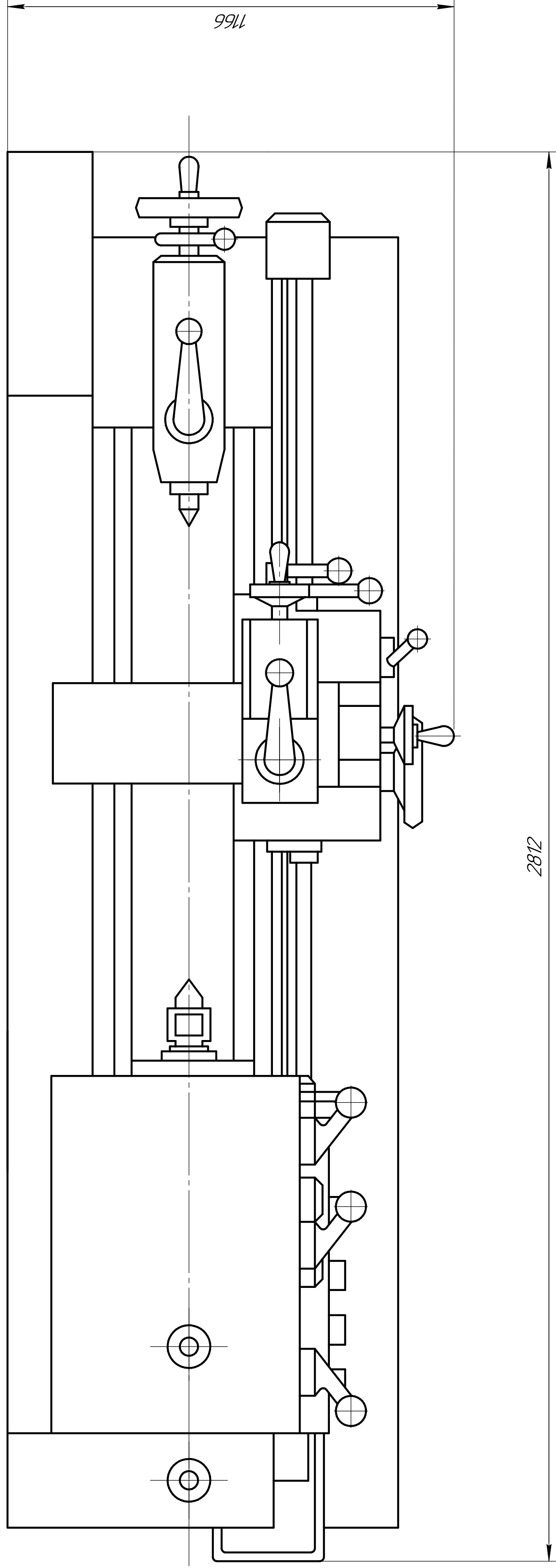
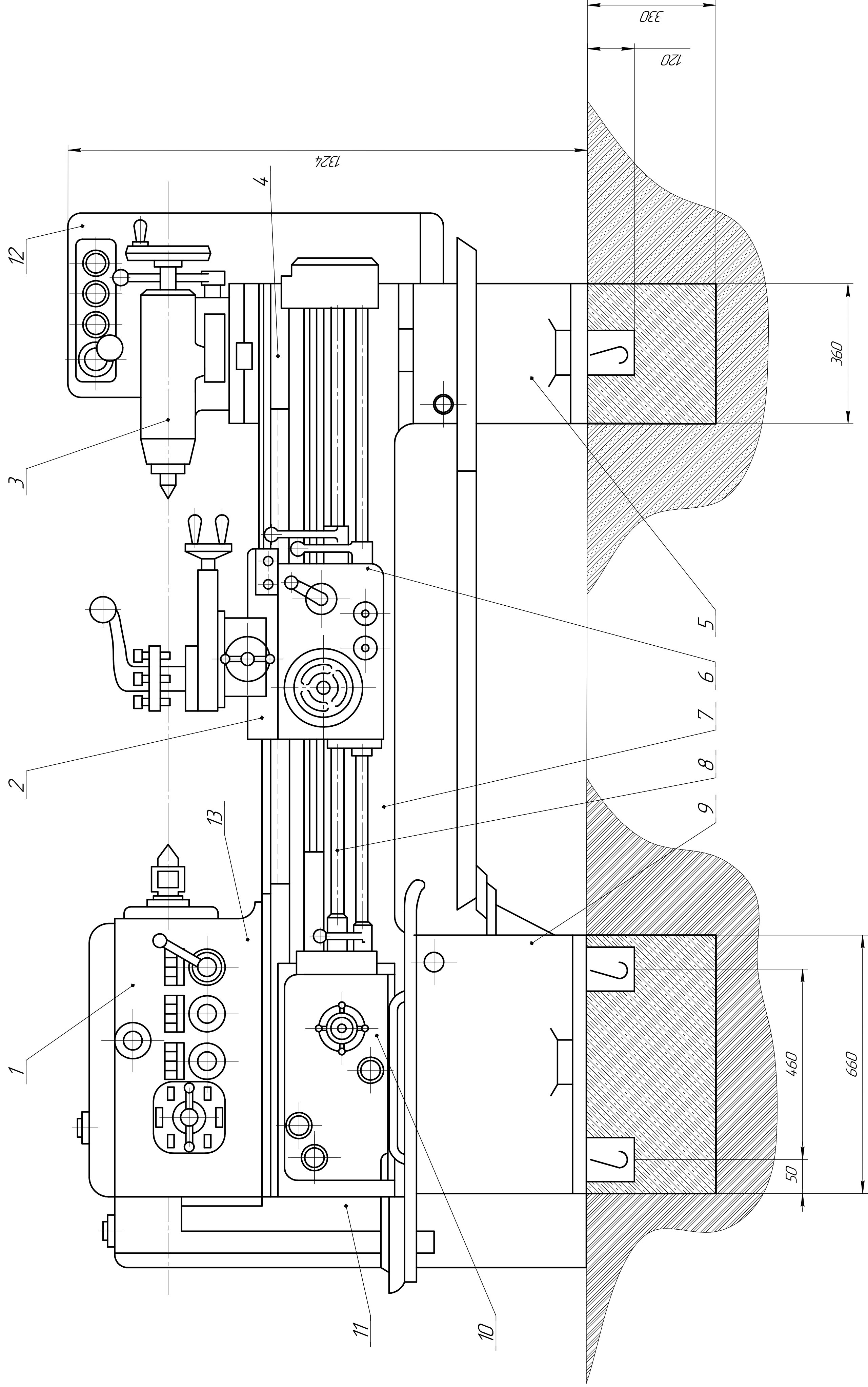
F8 1665,00 Hz Смещение по оси Y





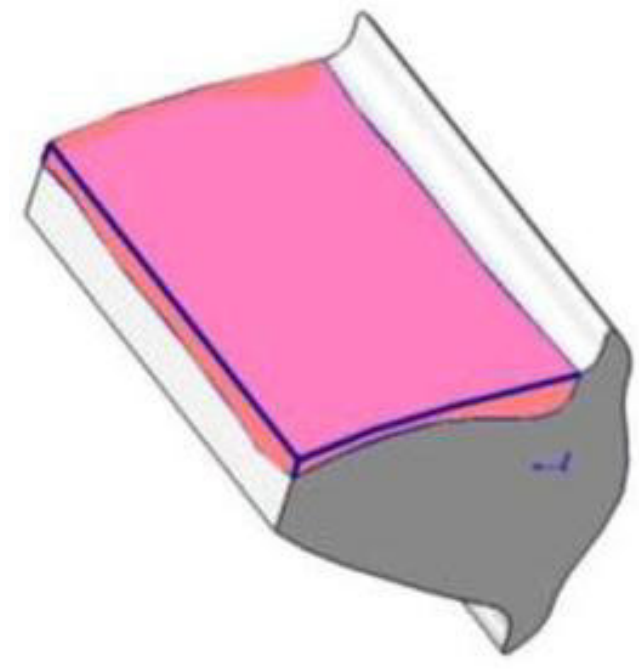
F8 1665,00 Hz Смещение по оси Z



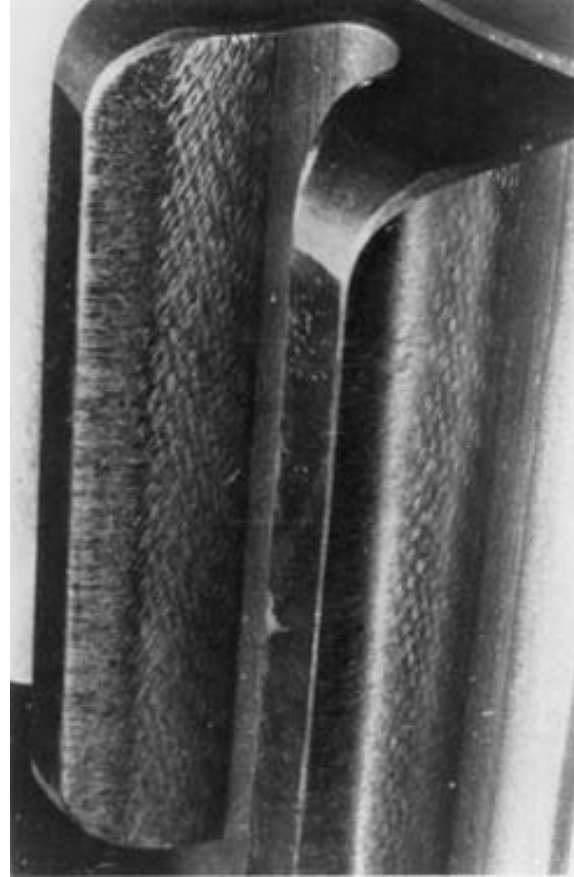
[illegible]

М/д. №№ мод.1	Мод. у дома	Безм. у д. №	М/д. №№ д. №	Мод. у д. №
М/д. №№ мод.2	Мод. у дома	Безм. у д. №	М/д. №№ д. №	Мод. у д. №

Дефекти зубчастих передач



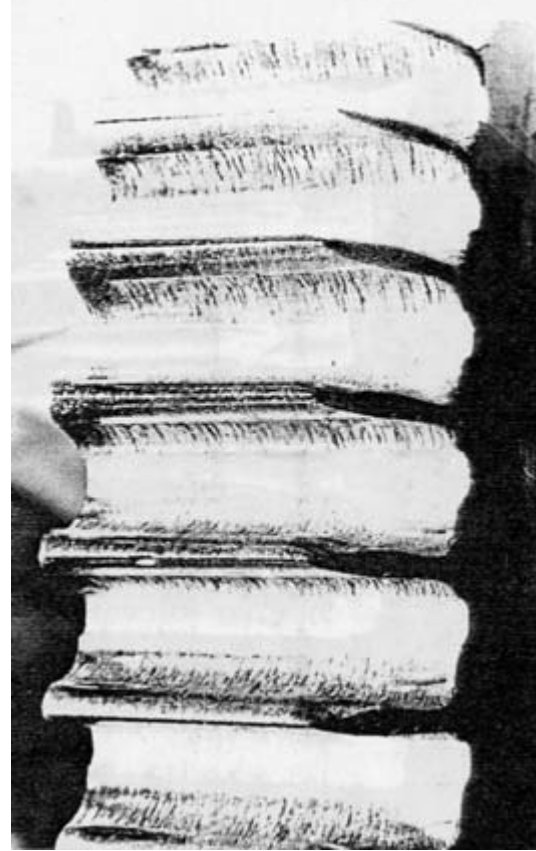
Абразивне зношування



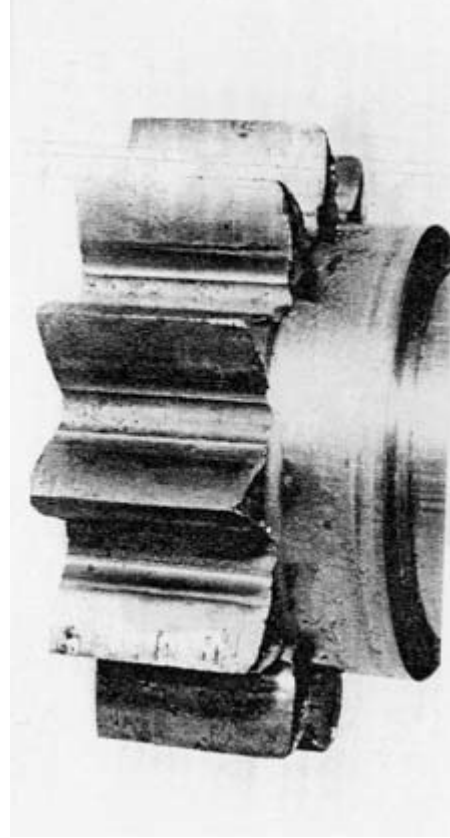
Початкове абразивне зношування на шліфованій дічній поверхні для вершини зубців



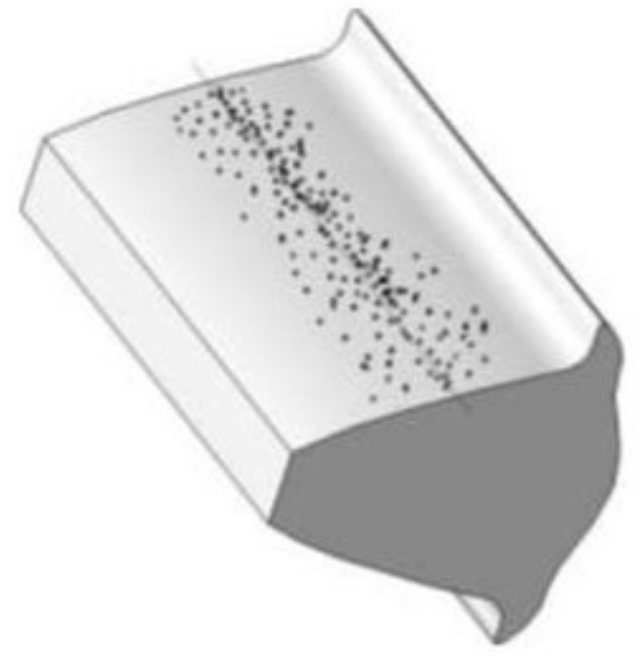
Граничне абразивне зношування



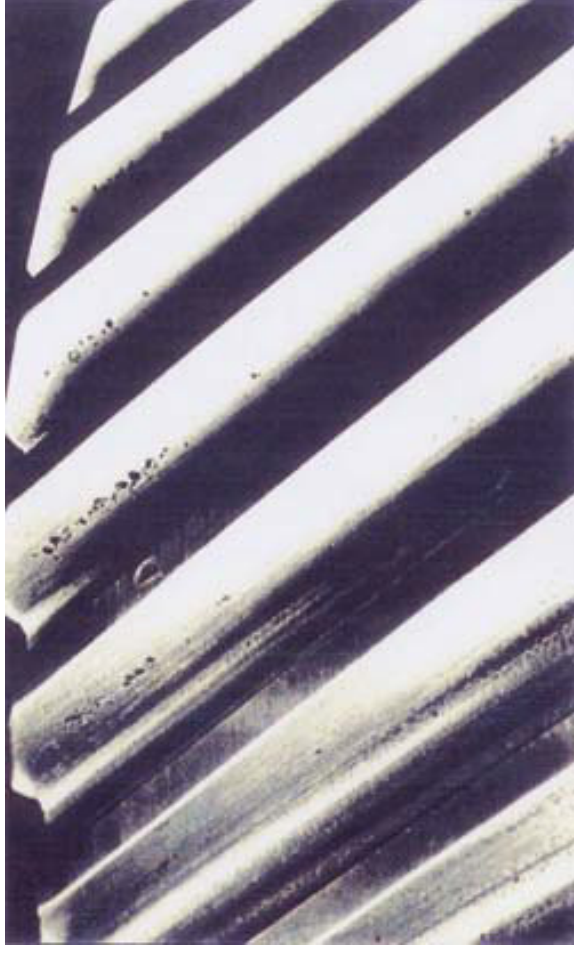
Граничне абразивне зношування зі слідами пластичної деформації для торців зубців



Граничне абразивне зношування шестерні в результаті інтенсивного зношування дічної поверхні



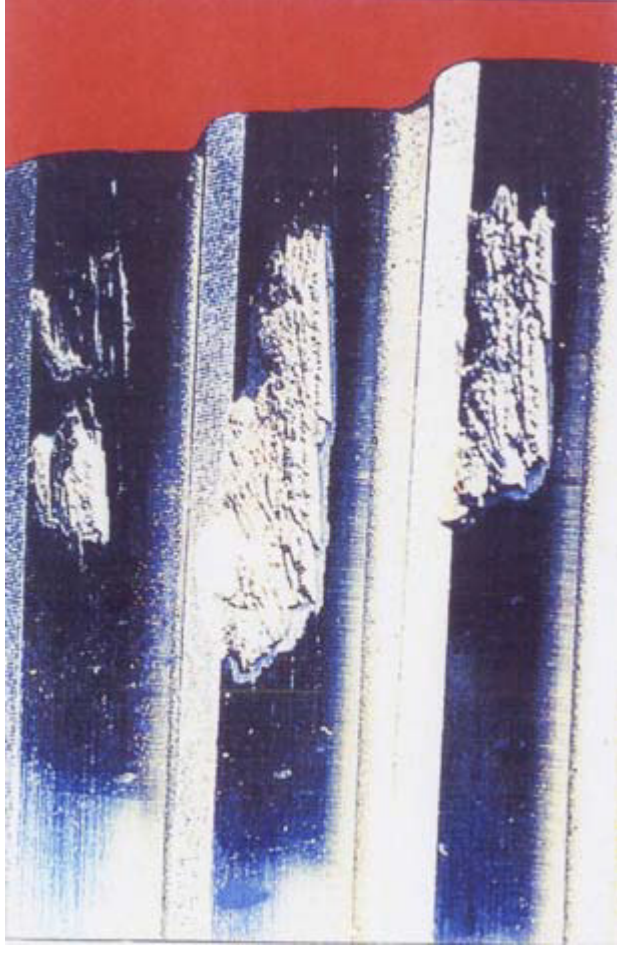
Викришування



Початкове викришування



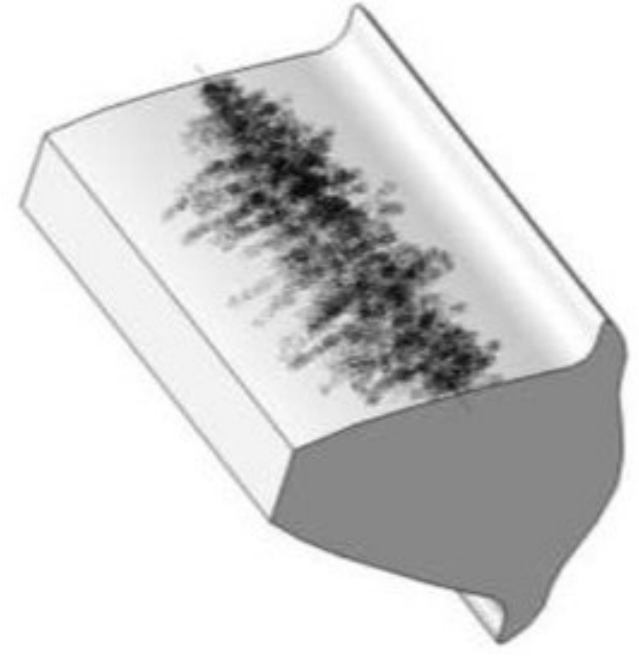
Втомне викришування



Глибине втомне викришування



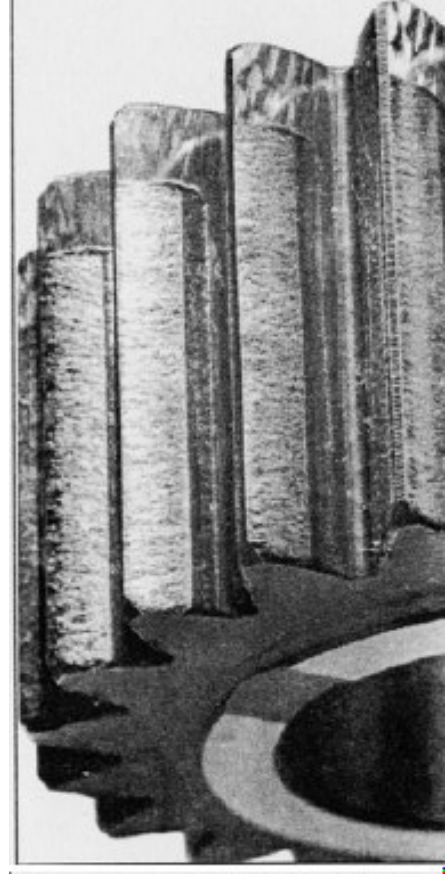
Прогресуюче поверхнєве викришування



Заїдання



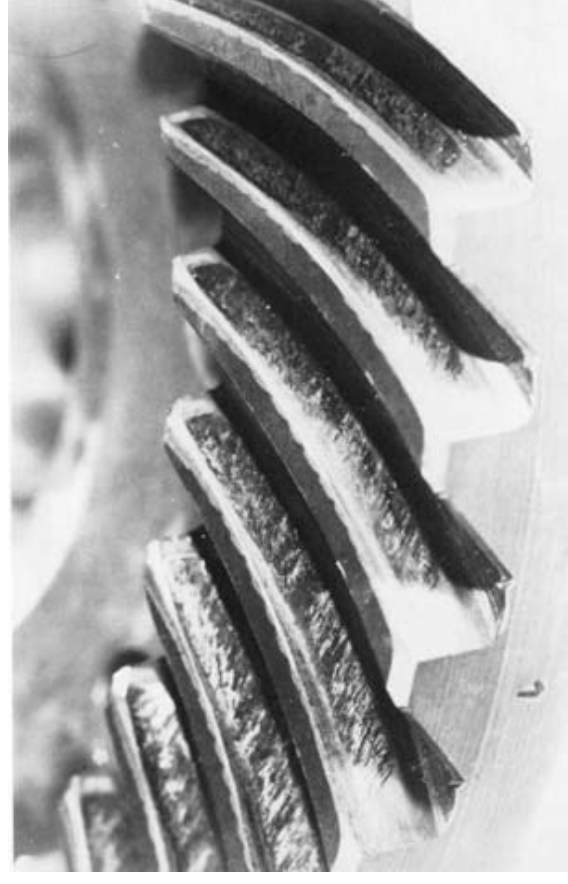
Початкове локалізоване заїдання



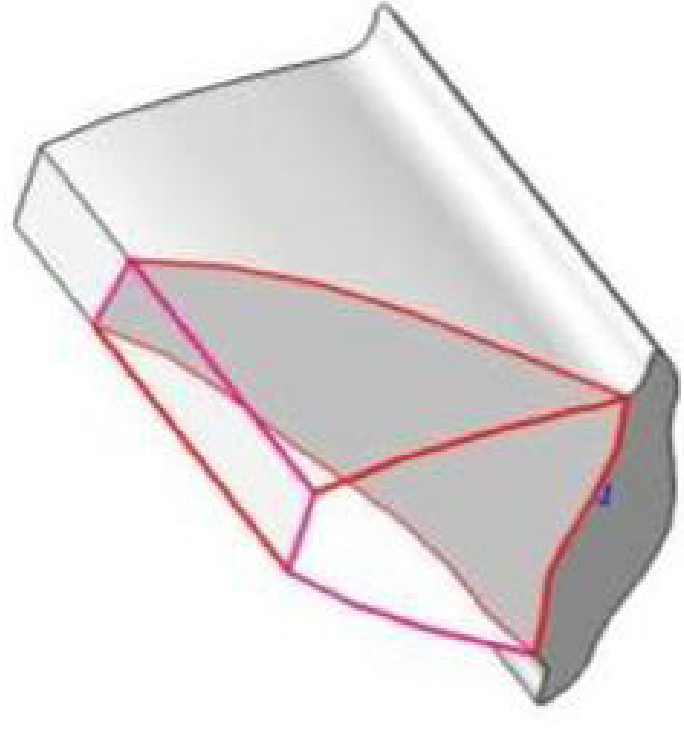
Заїдання по всій дічній поверхні зубців прямозубого колеса



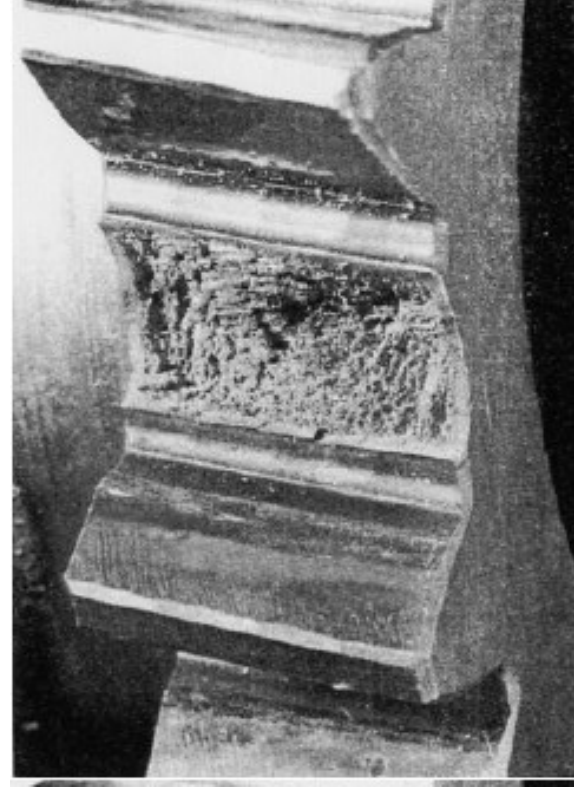
Заїдання зубців конічної шестерні з коловими зубцями, викликане помірним заїданням



Катастрофічне заїдання



Злом зубців



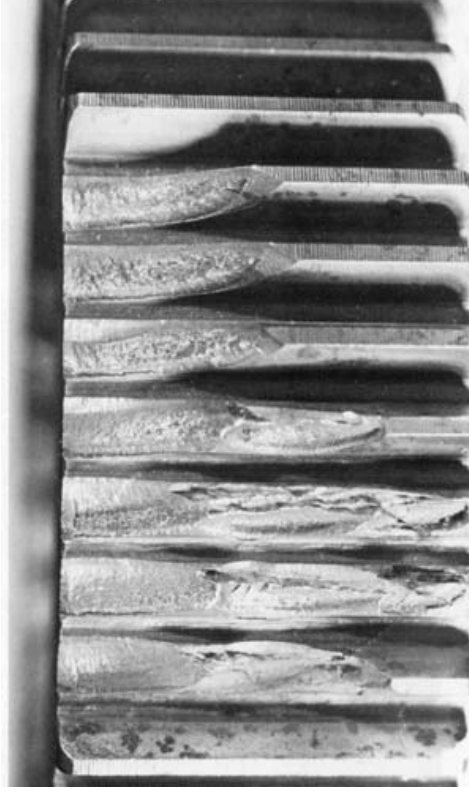
Злом зубців при перенавантаженні



В'язкий злом (в результаті пластичної деформації)



Злом зубців при цикловій втомі

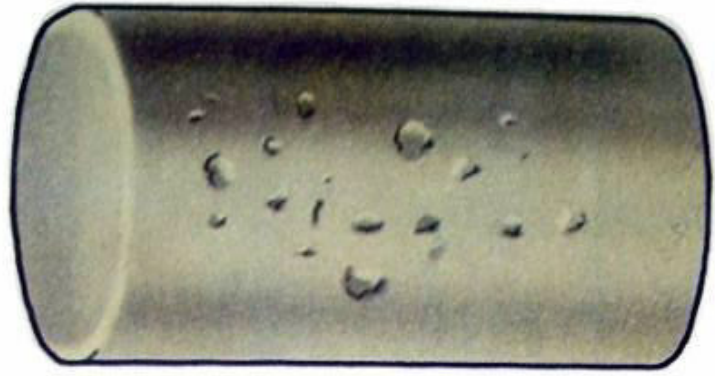


Втомний злом зубців по тріщині для торцю зуба

Розробив: _____ / Біленко В.О.

Керівник: _____ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.

Дефекти підшипників



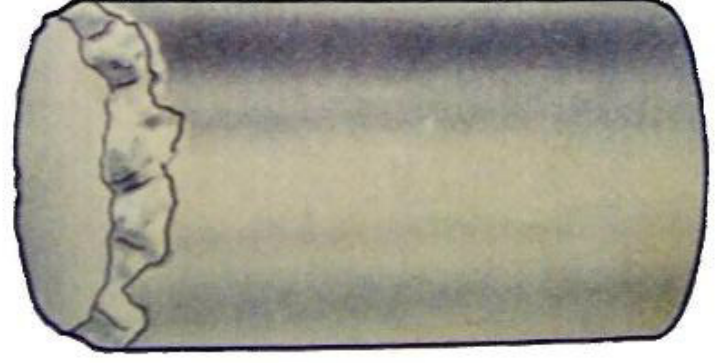
Вм'ятини роликів



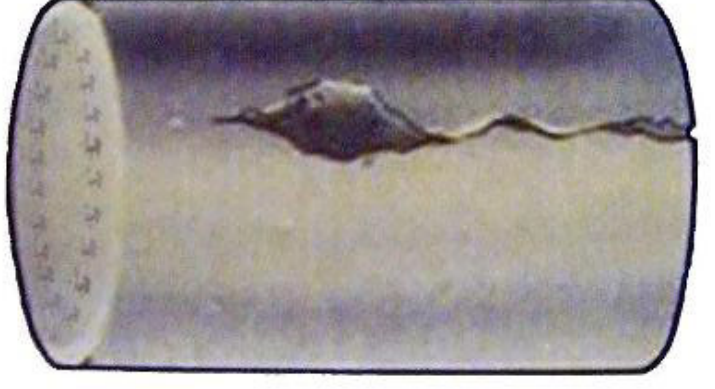
Задирки і пошви



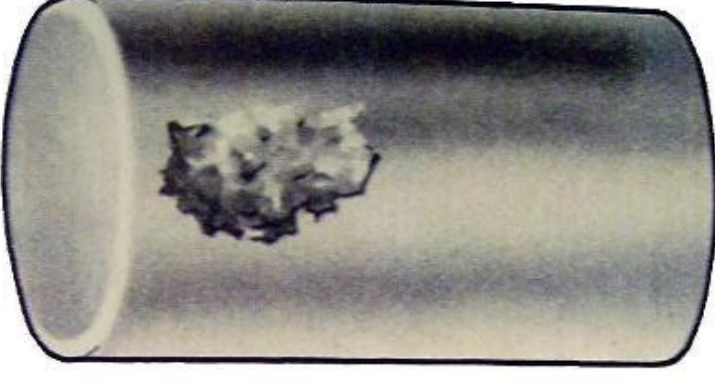
Корозійні раковини



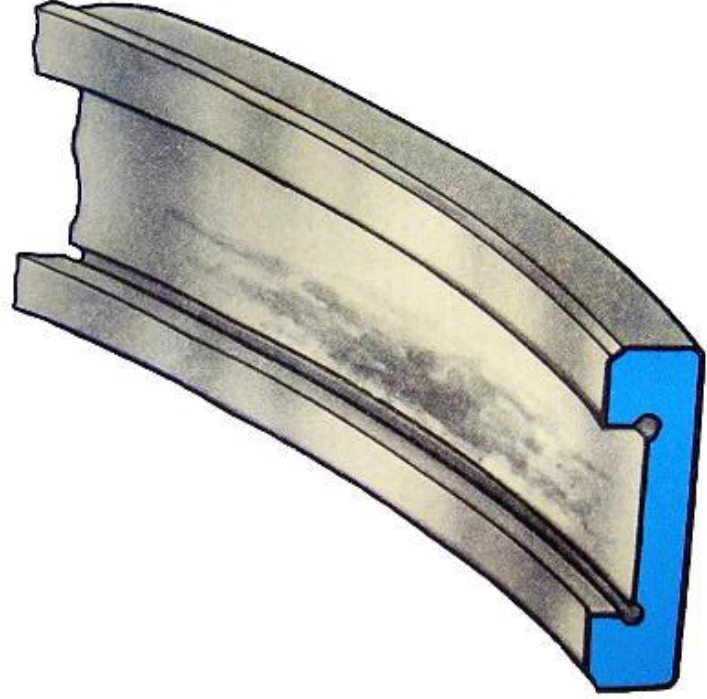
Відколи роликів



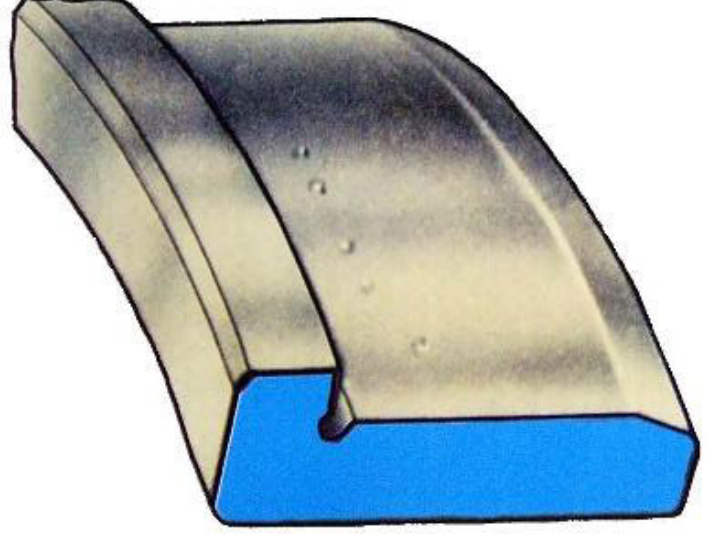
Тріщини, пошкодження торців



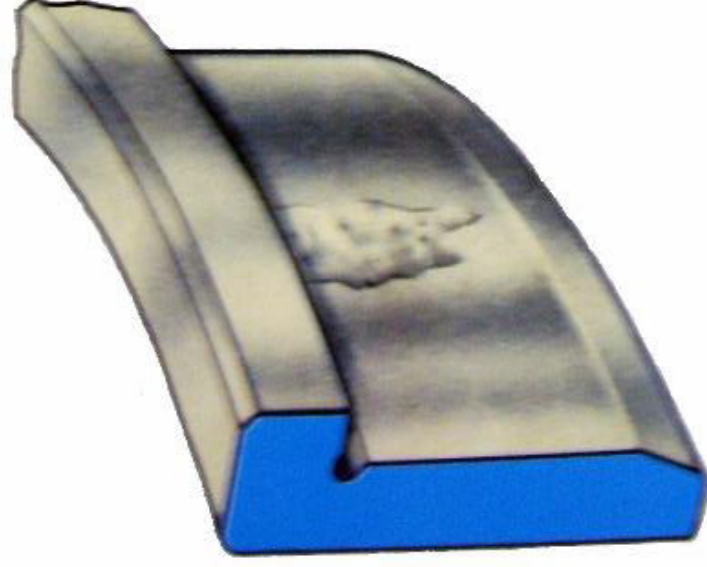
Втомні раковини



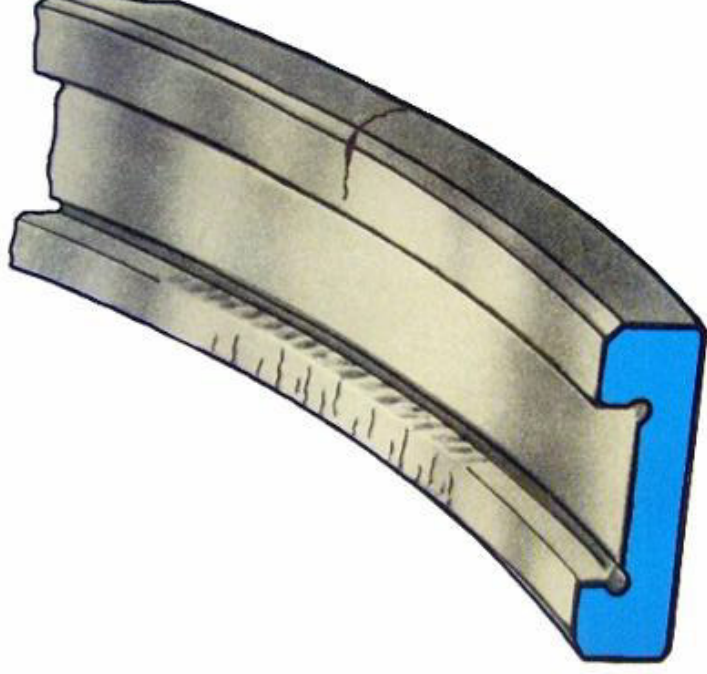
Рифлення і лушення доріжки кочення



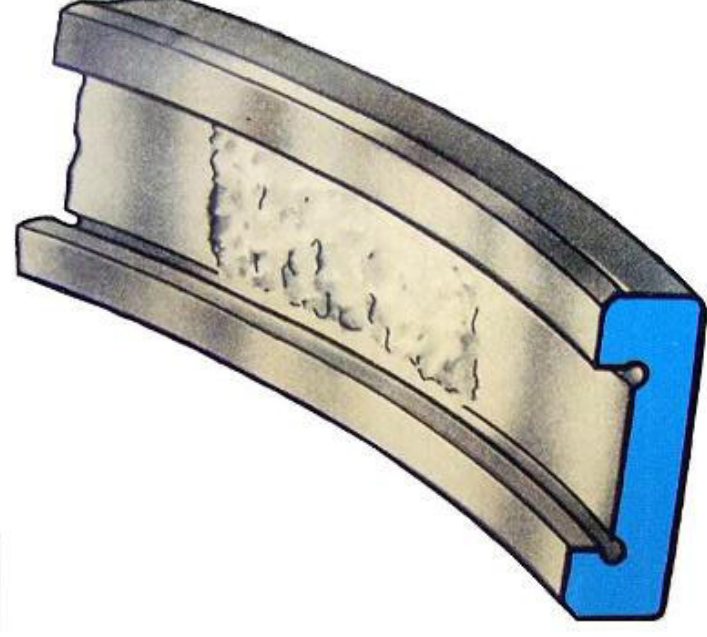
Електровідпал



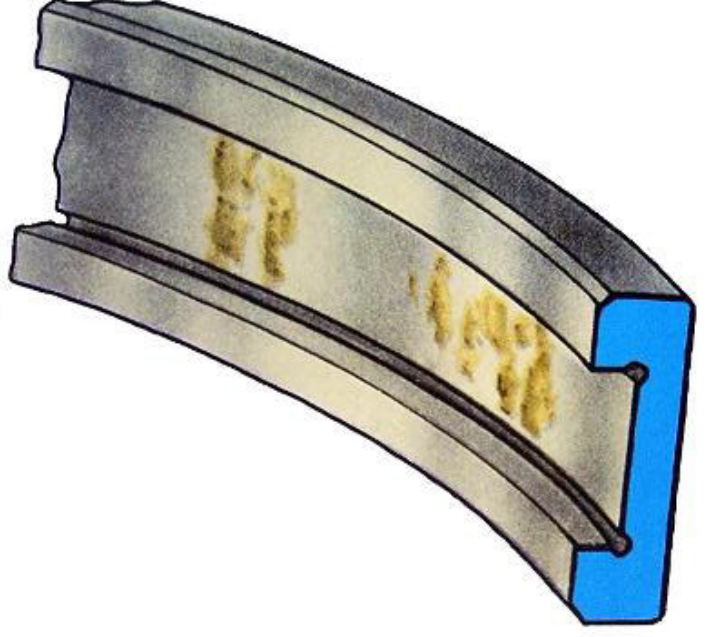
Корозійні і втомні раковини



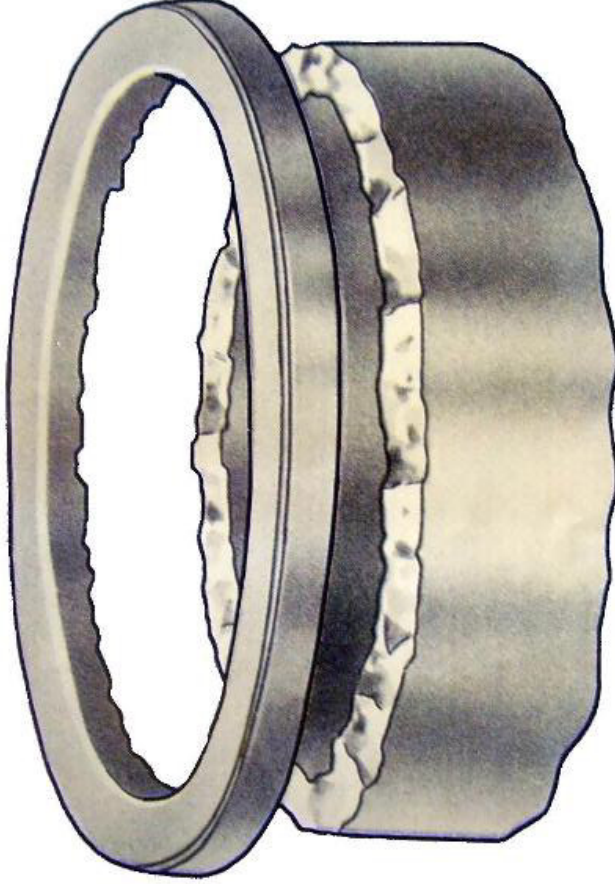
Задирки і тріщини на дортках



Втомні раковини



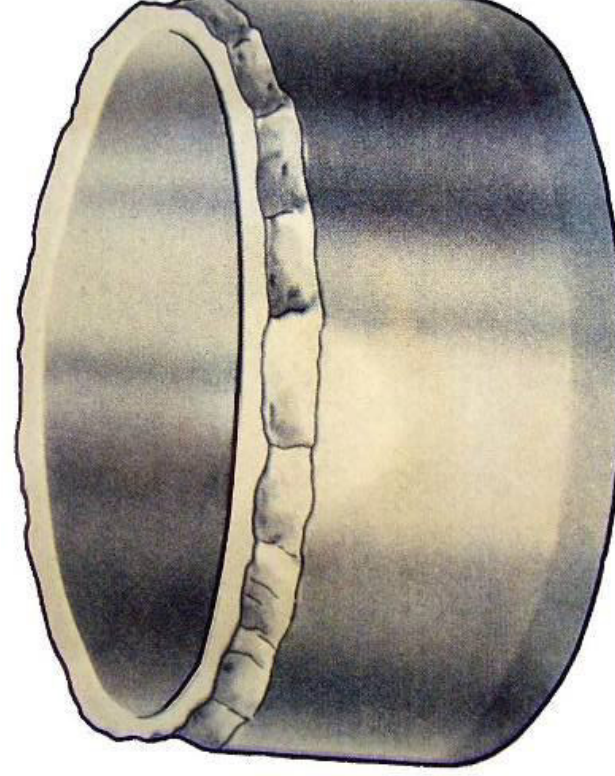
Поверхнева корозія



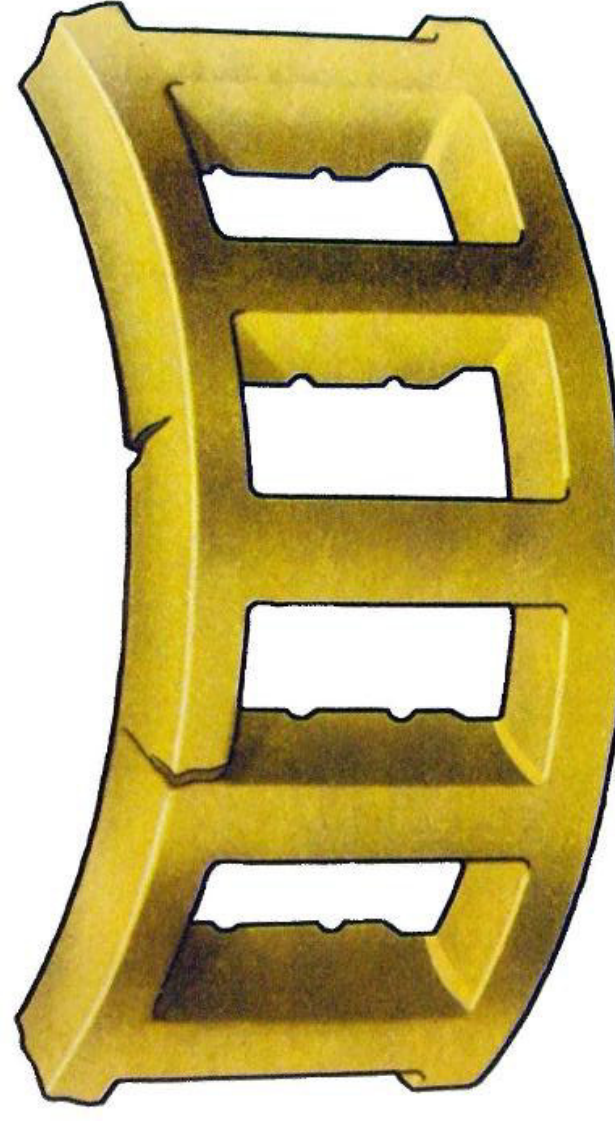
Повний відкол дорту внутрішнього кільця



Задирки сепаратору



Відколи дорту



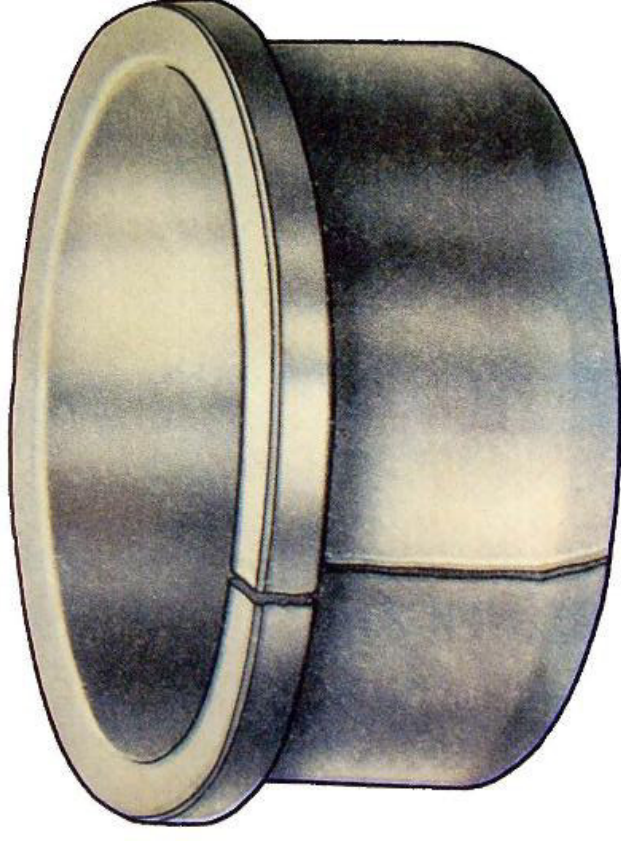
Тріщини і злом сепаратору



Лушення і задирки на доріжці кочення



Тріщини і злом упорного кільця



Тріщини і розриви кільця

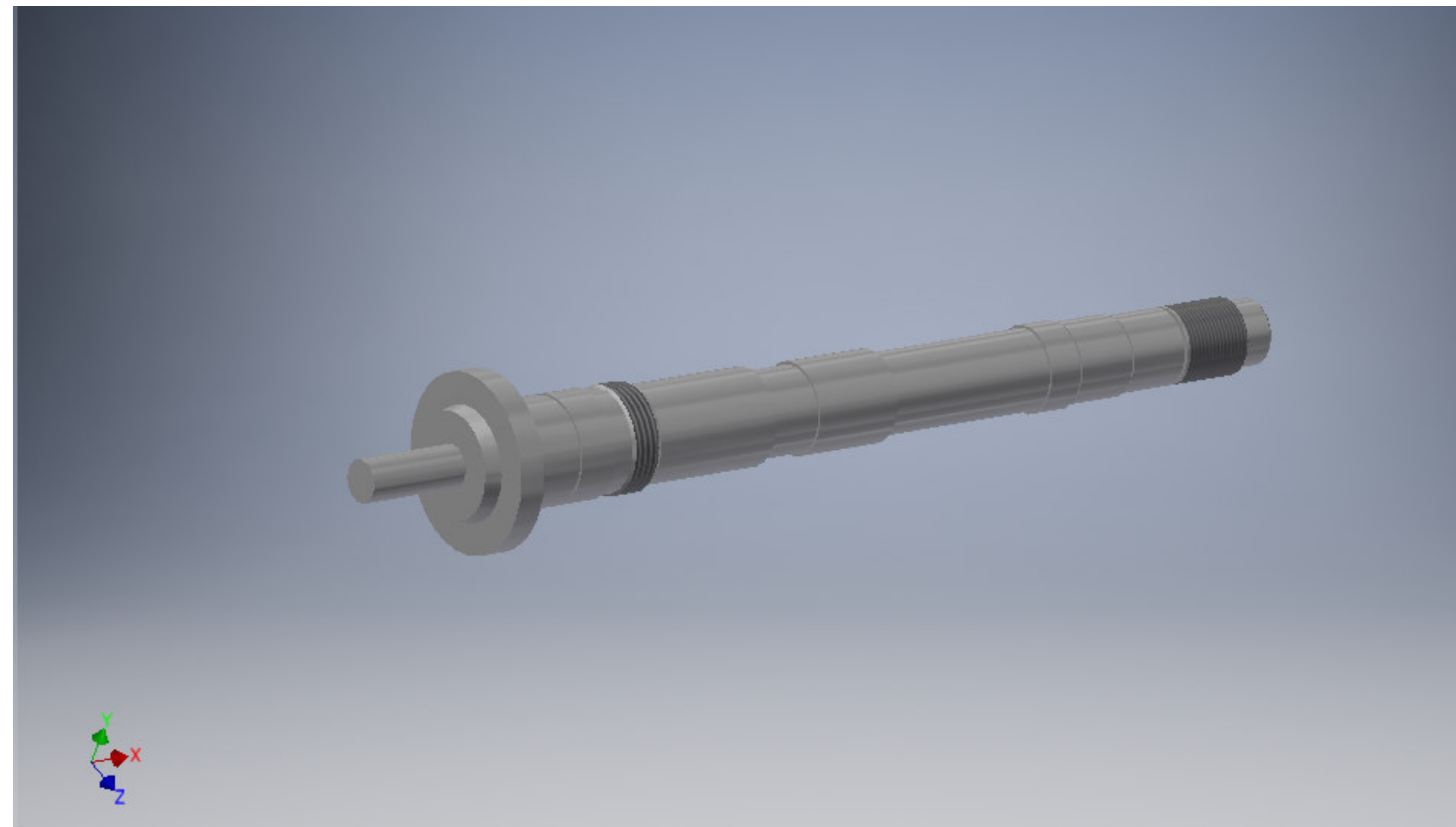


Відкол кульки

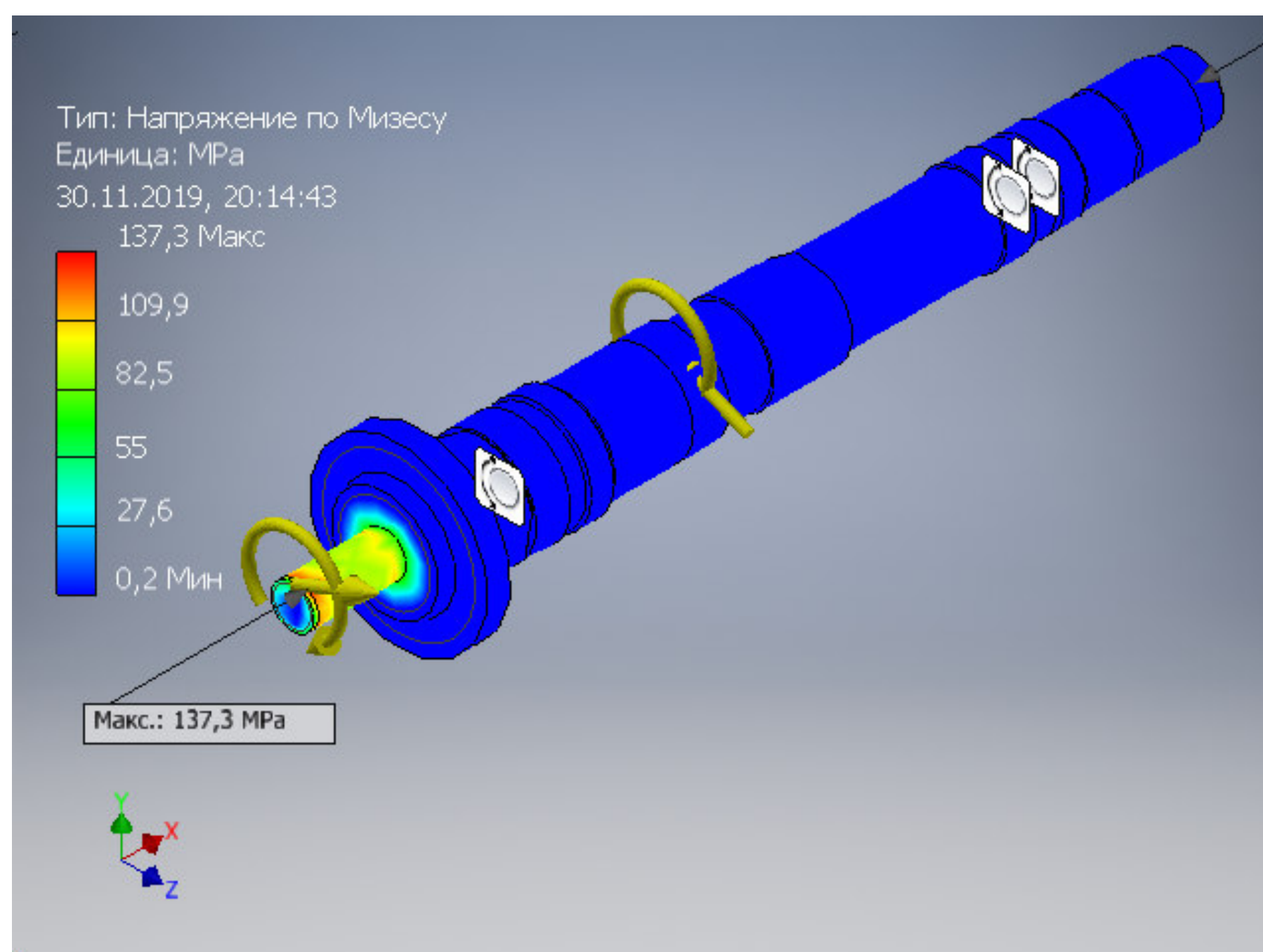
Розробив: _____ / Біленко В.О.

Керівник: _____ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.

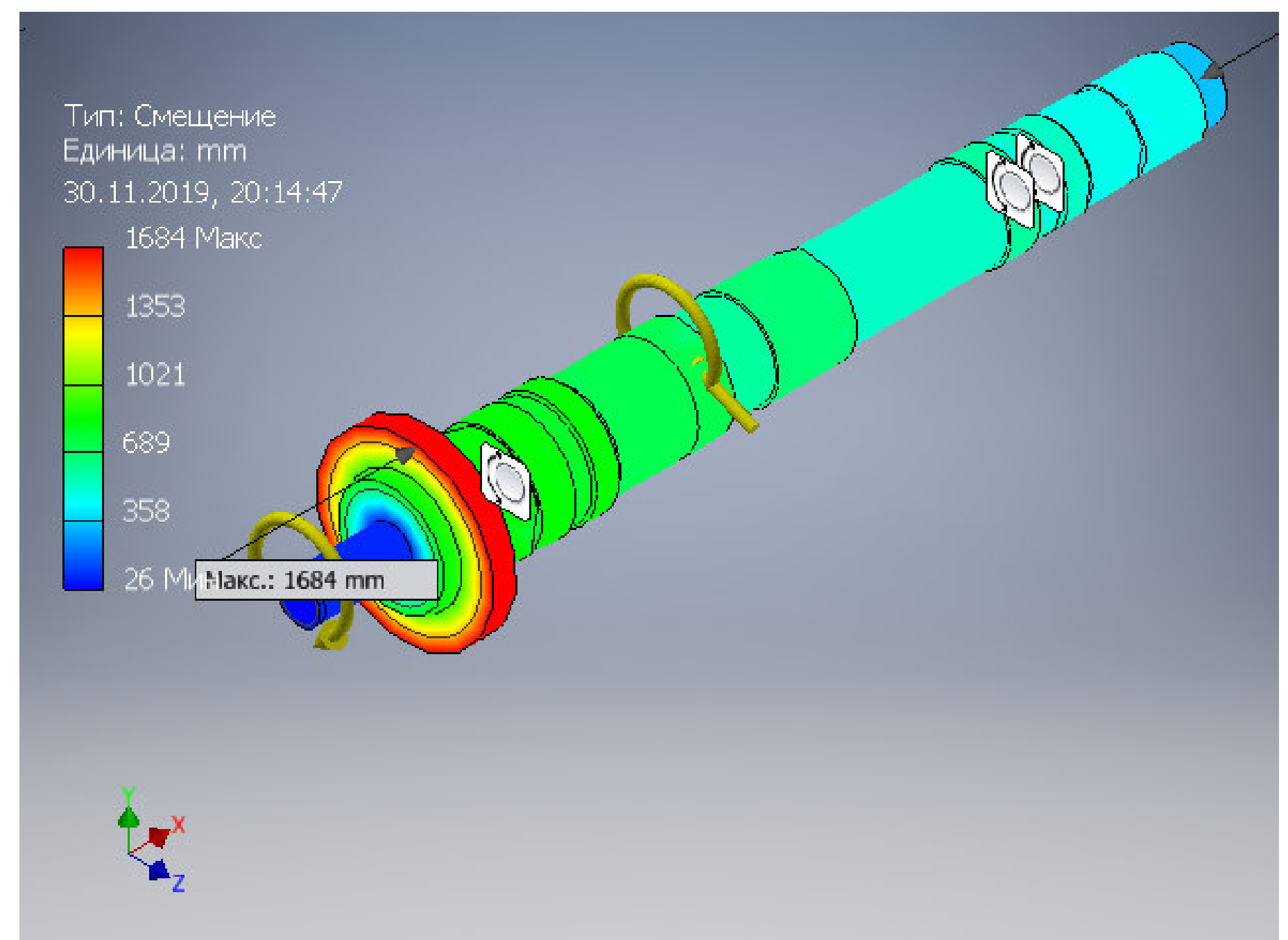
Результати аналізу напружено-деформованого стану шпинделя в Autodesk Inventor



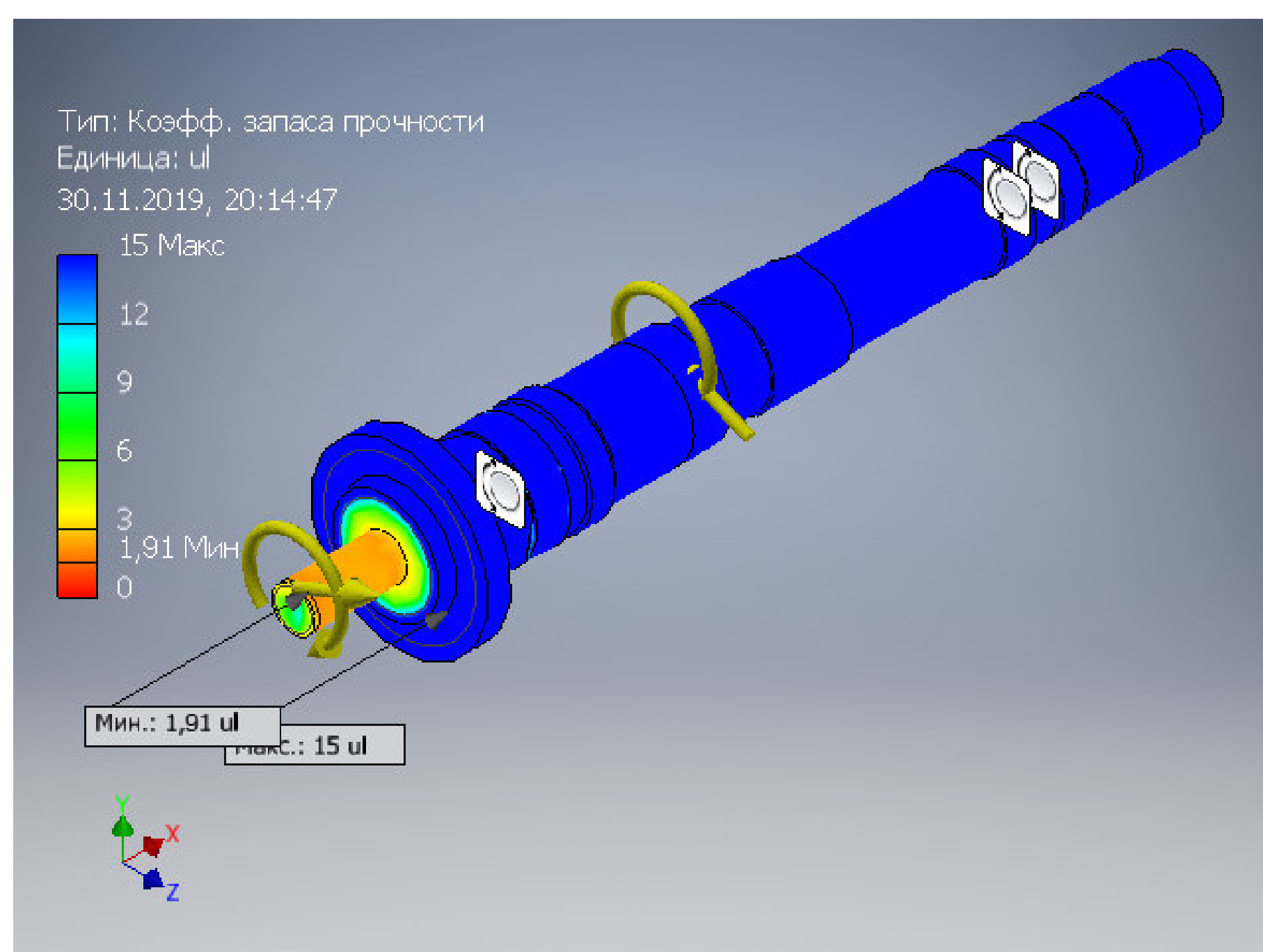
Шпиндель спроектований в модулі "Генератор валів"



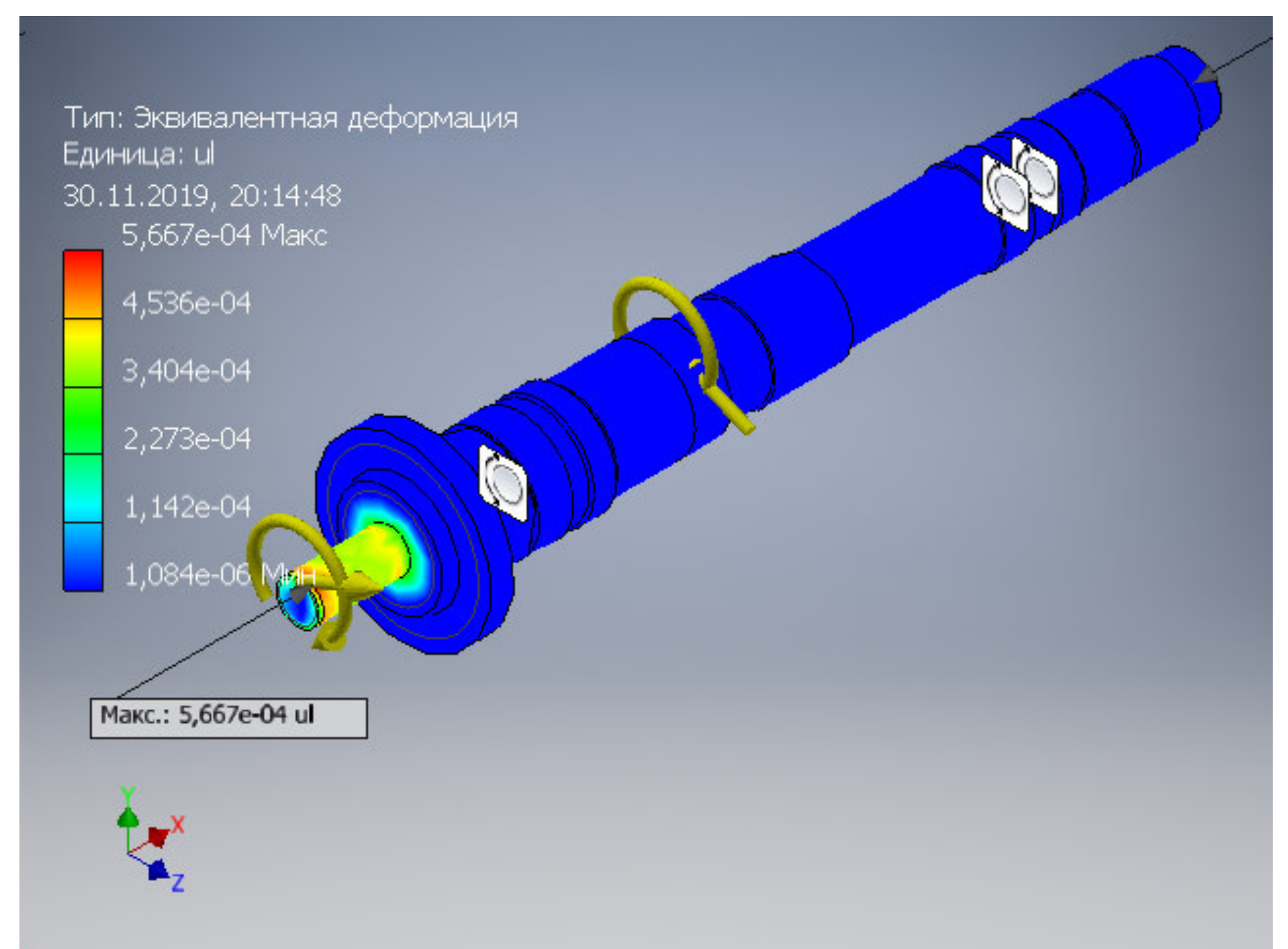
Напруження по Мізесу



Зміщення



Коефіцієнт запасу міцності

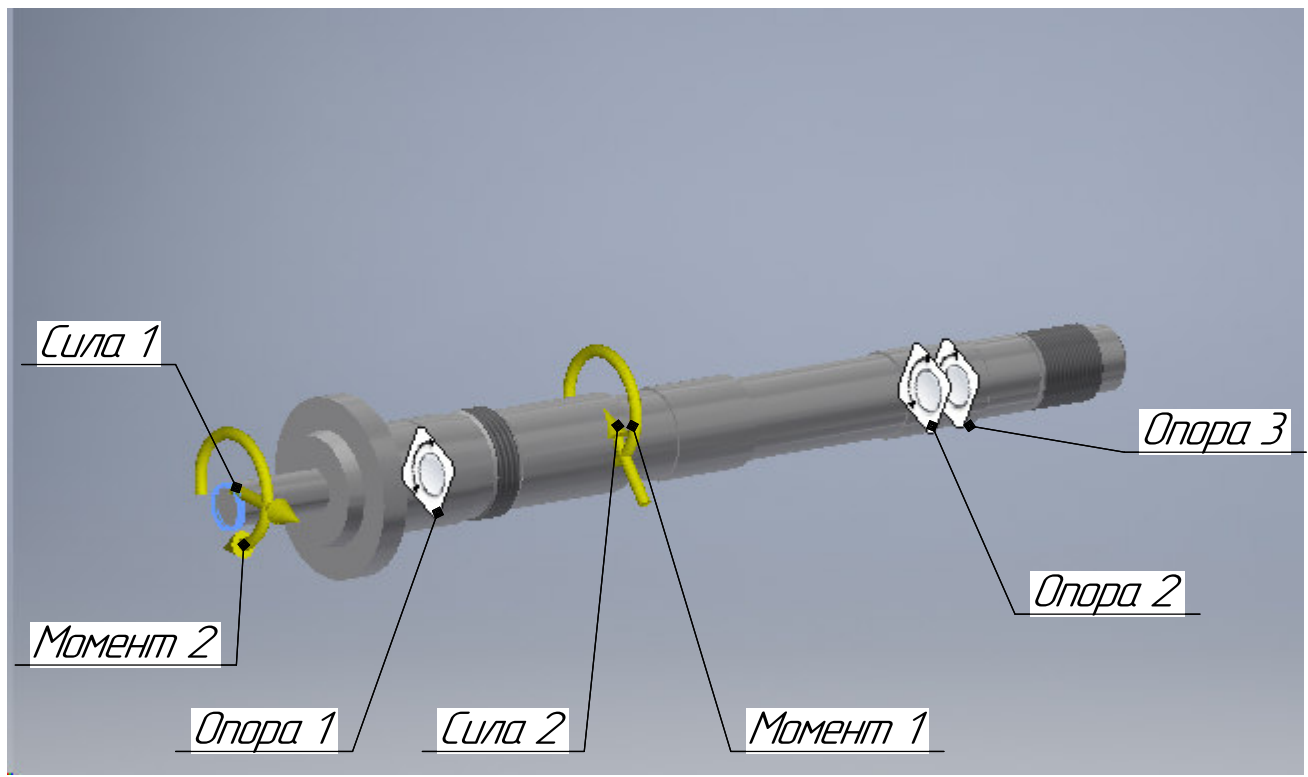


Еквівалентна деформація

Розробив: _____ / Біленко В.О.

Керівник: _____ / к.т.н., доцент Даниленко О.В.

Результати модального (частотного) аналізу стану шпинделя в Autodesk Inventor



Спроекований шпиндель

Загальна мета і параметри дослідження

Мета проектування	Одноточковий
Тип діагностування	Модальний аналіз
Число мод	8
Діапазон частот	Невизначений
Розрахувати попередньо навантажені моди	Так
Підвищена точність	Так

Матеріал його характеристики

Ім'я	Сталь	
Загальні	Масова щільність	7,85 г/см ³
	Межа текучості	207 МПа
	Остаточна межа міцності на розтяг	345 Мпа
Напруження	Модуль Юнга	210 ГПа
	Коефіцієнт Пуассона	0,3 др
	Модуль пружності при зсуві	80,7692 ГПа
Назва деталі	Вал	

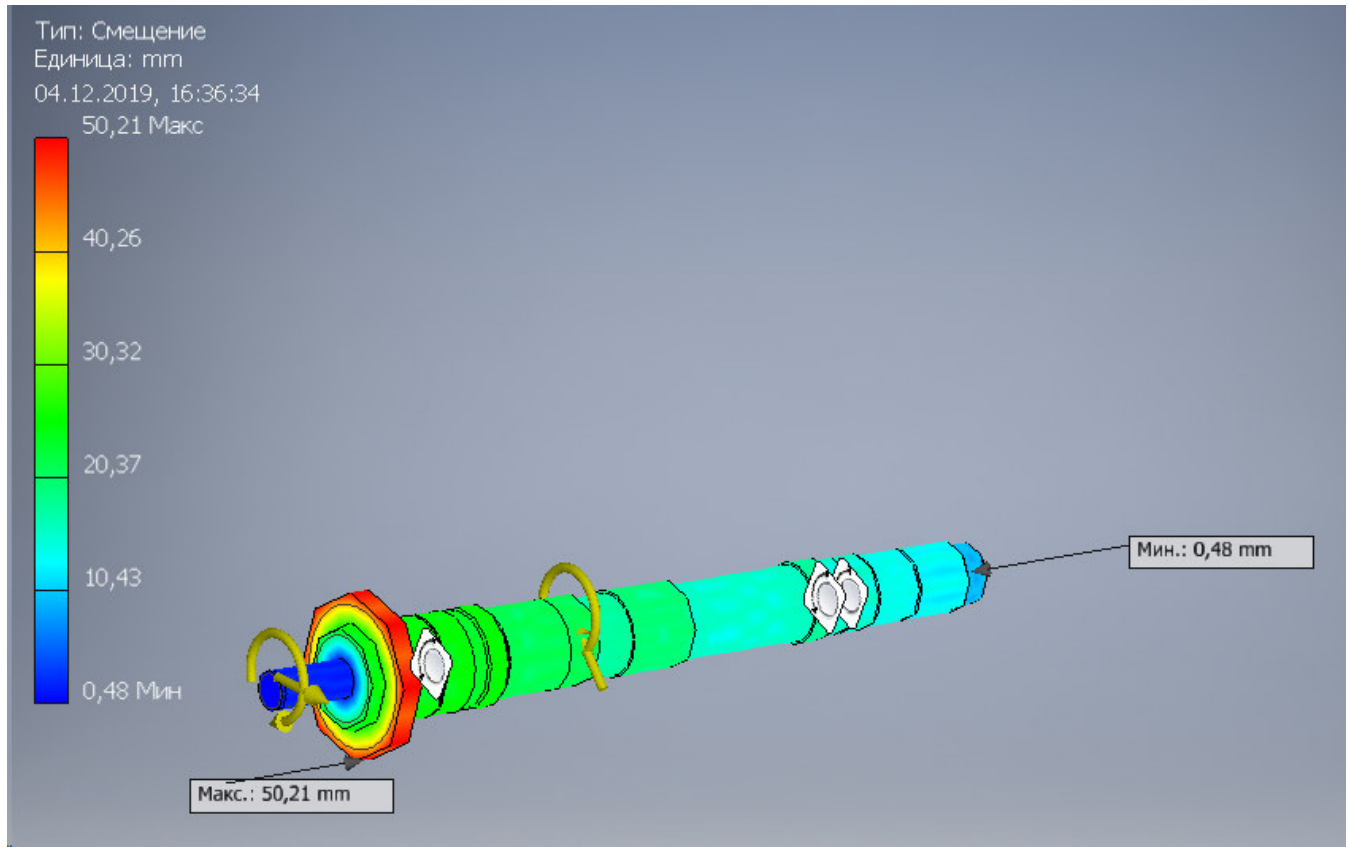
Робочі умови

Момент 1		Сила 1		Опора 1	
Тип навантаження	Момент	Тип навантаження	Сила	Тип опори	Опора
Величина	700000,00 Н*мм	Величина	2154,066 Н	Фіксувати радіальний напрямок	Так
Вектор X	-700000,00 Н*мм	Вектор X	0 Н	Фіксувати осьовий напрямок	Ні
Вектор Y	0,000 Н*мм	Вектор Y	800 Н	Фіксувати дотичний напрямок	Ні
Вектор Z	0,000 Н*мм	Вектор Z	2000 Н		
Момент 2		Сила 2		Опори 2 і 3	
Тип навантаження	Момент	Тип навантаження	Сила	Тип опори	Опора
Величина	1150000,00 Н*мм	Величина	2484,052 Н	Фіксувати радіальний напрямок	Так
Вектор X	-1150000,00 Н*мм	Вектор X	0,000 Н	Фіксувати осьовий напрямок	Так
Вектор Y	0,000 Н*мм	Вектор Y	851,3 Н	Фіксувати дотичний напрямок	Ні
Вектор Z	0,000 Н*мм	Вектор Z	-2398,85 Н		

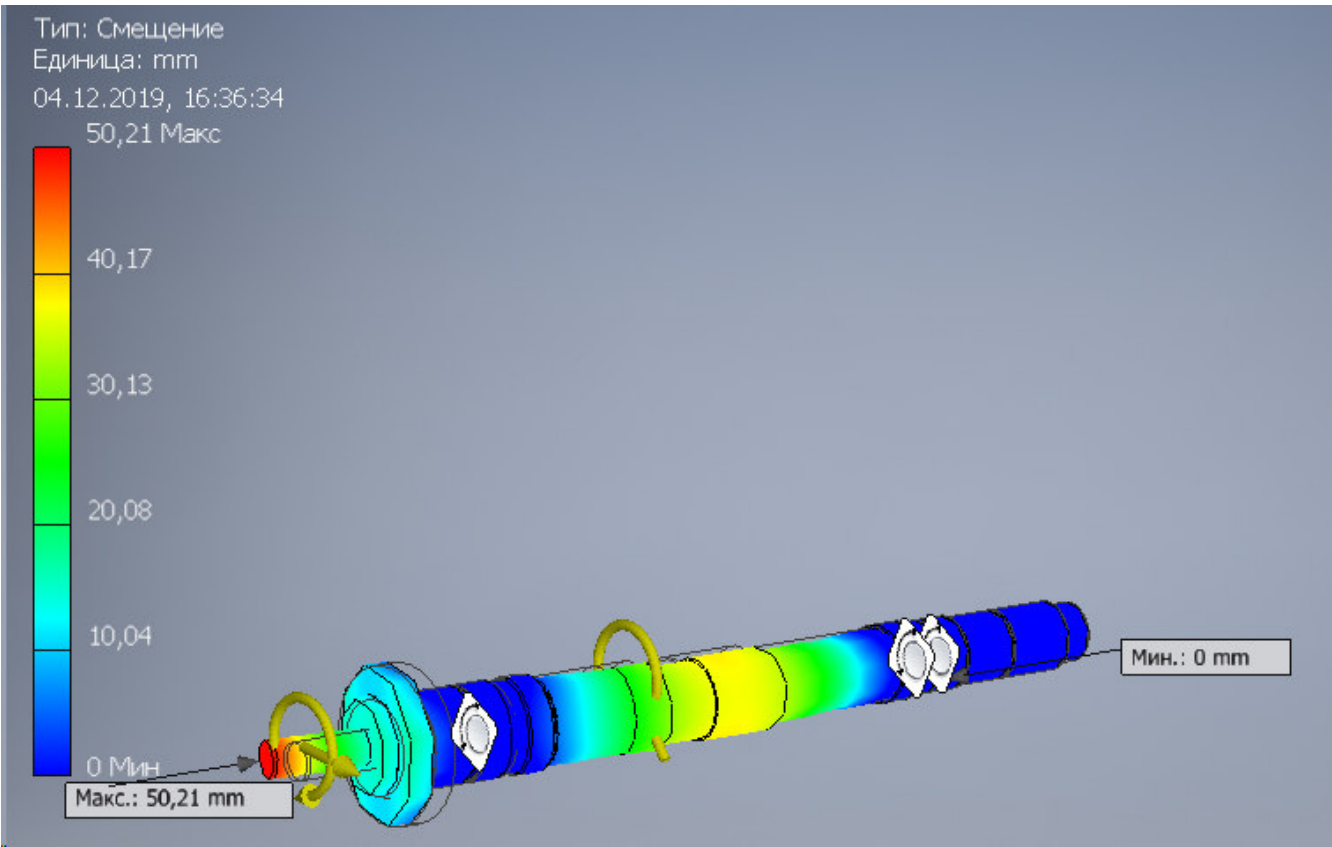
Результати Значення частоти:

F1	0 Hz
F2	928,16 Hz
F3	930,76 Hz
F4	1474,70 Hz
F5	1543,09 Hz
F6	1549,94 Hz
F7	1639,77 Hz
F8	1665,00 Hz

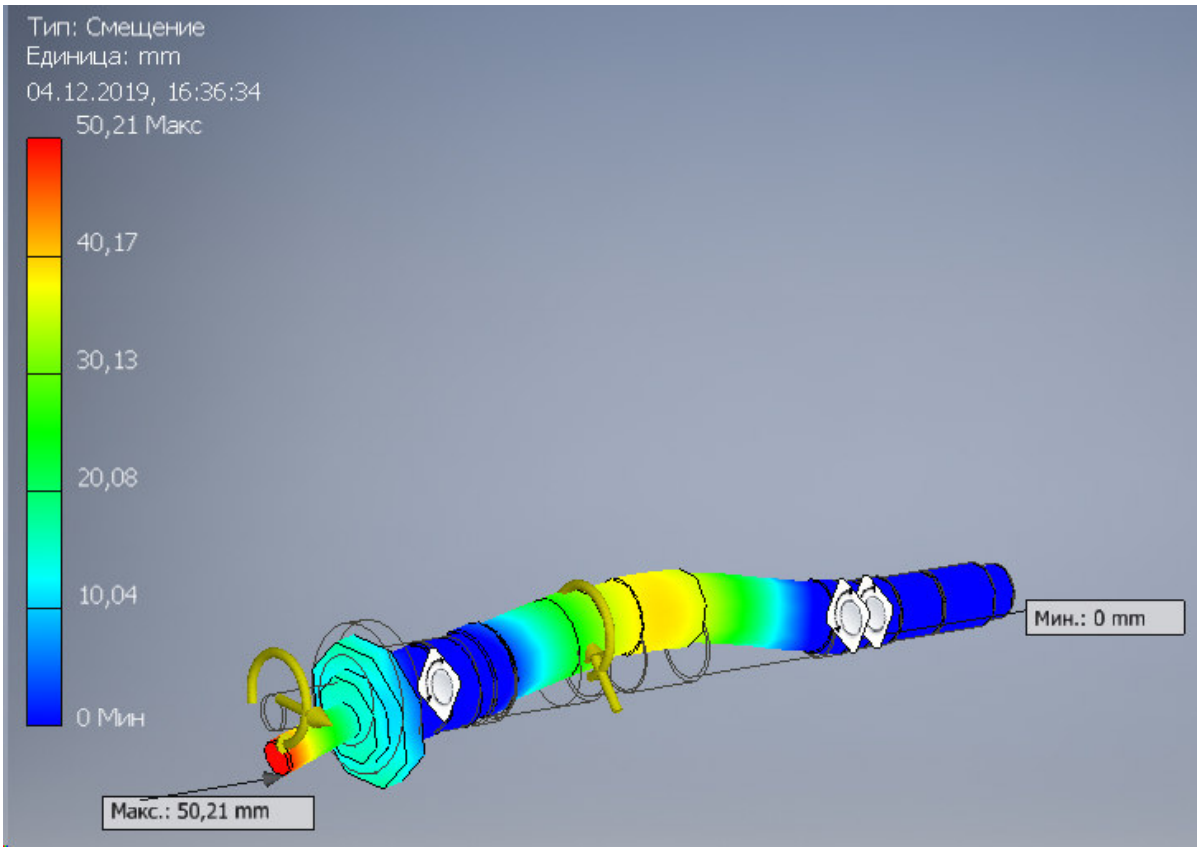
Графічне відображення результатів дослідження:



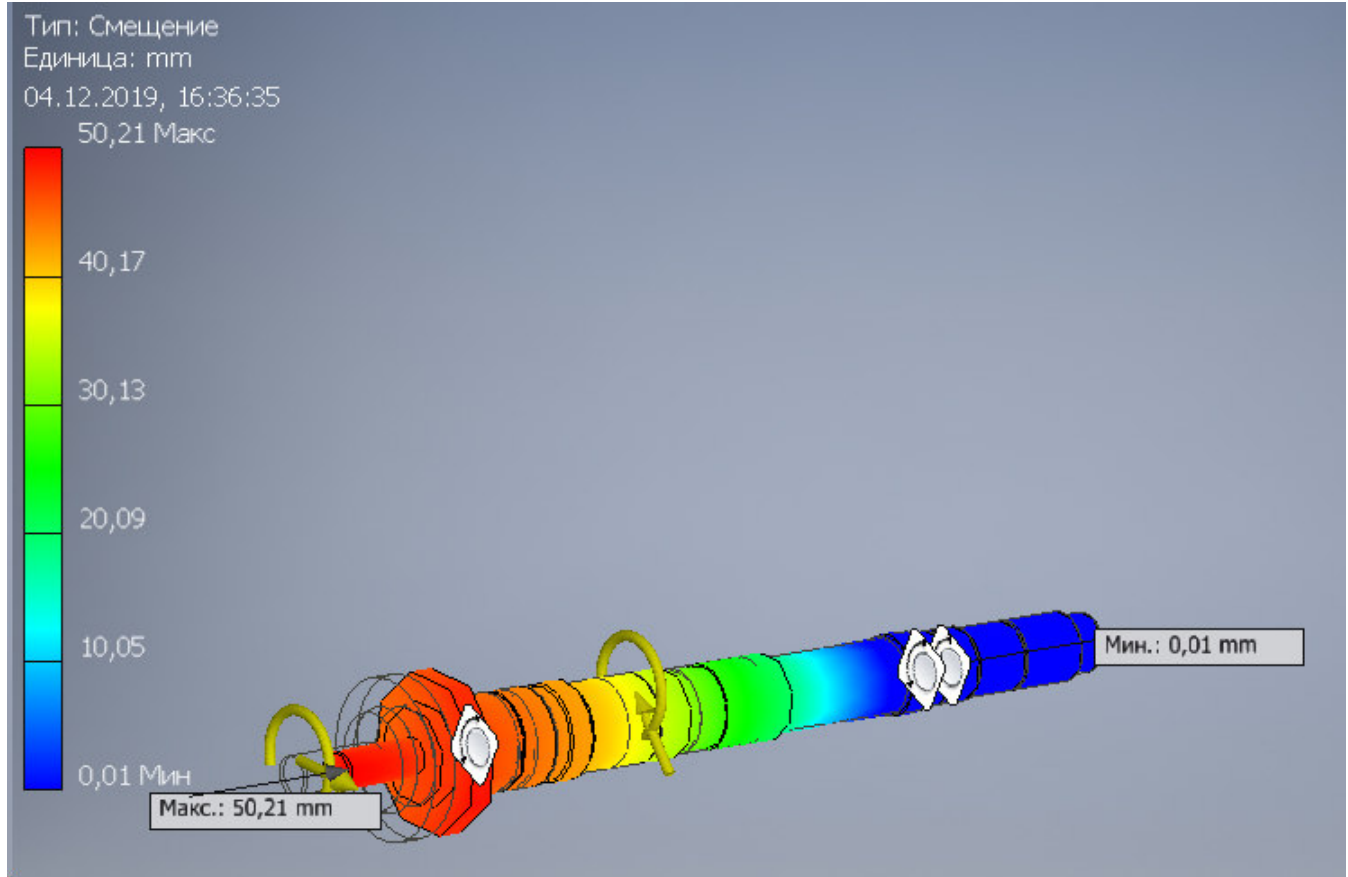
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 0 Hz



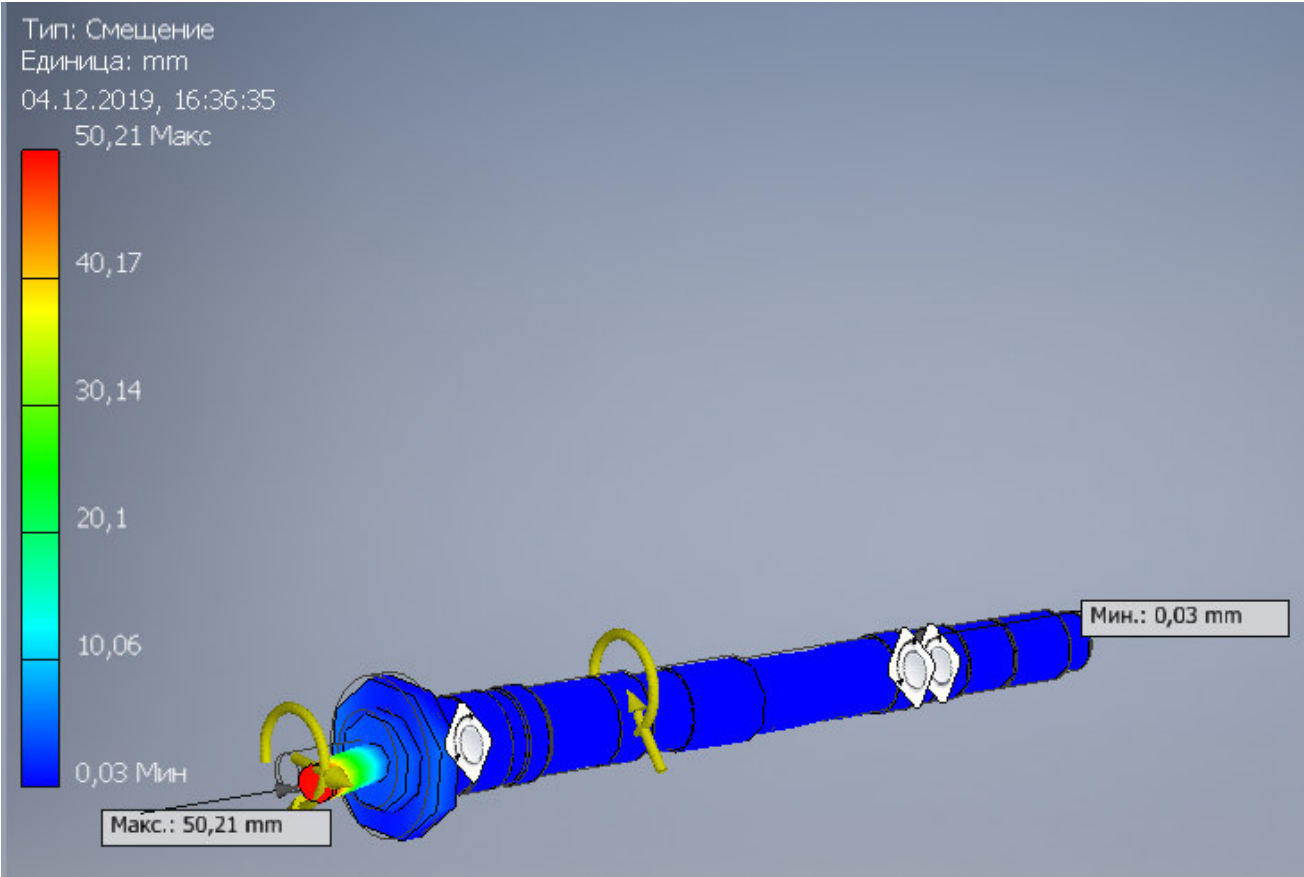
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 928,16 Hz



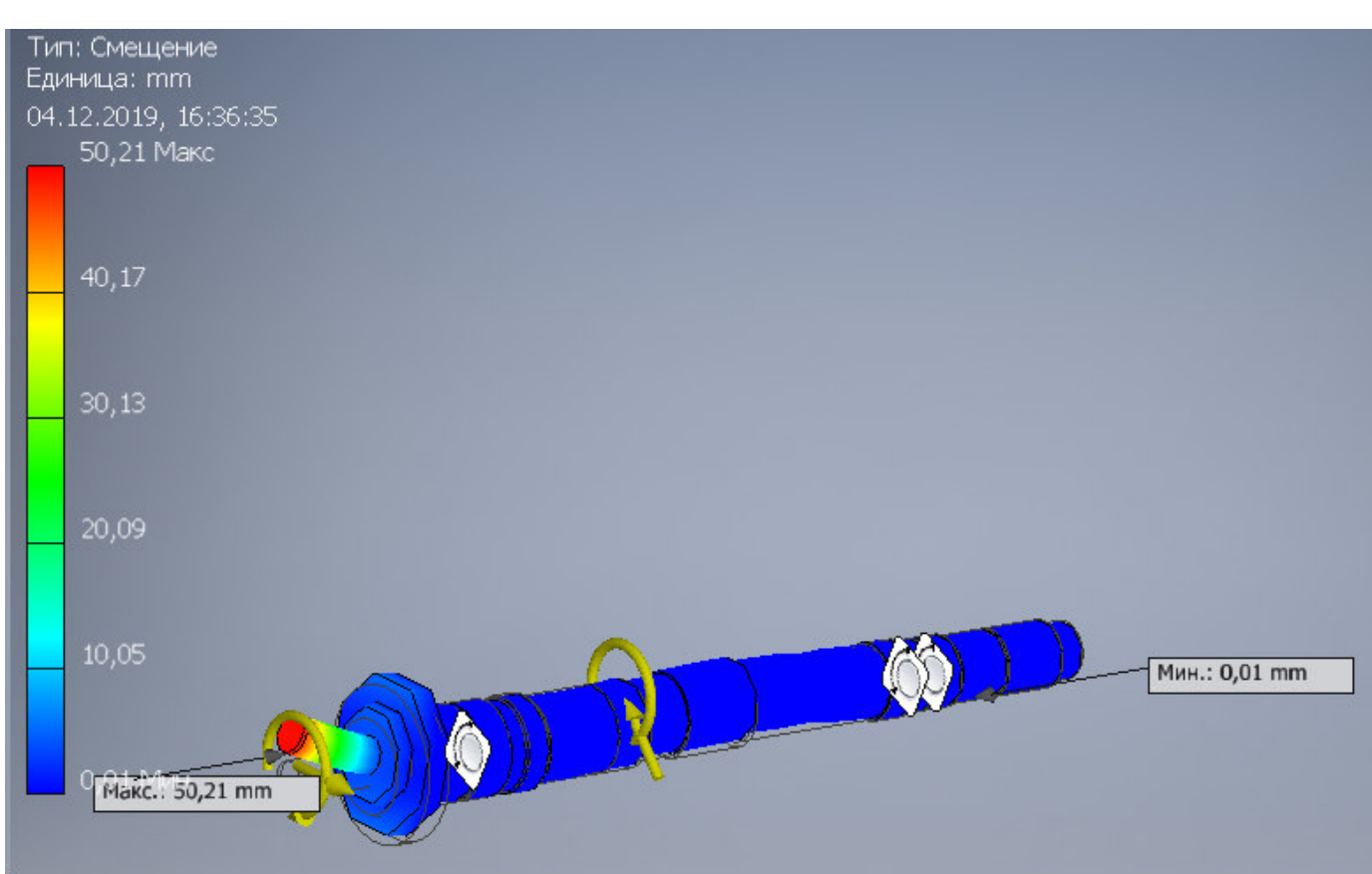
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 930,76 Hz



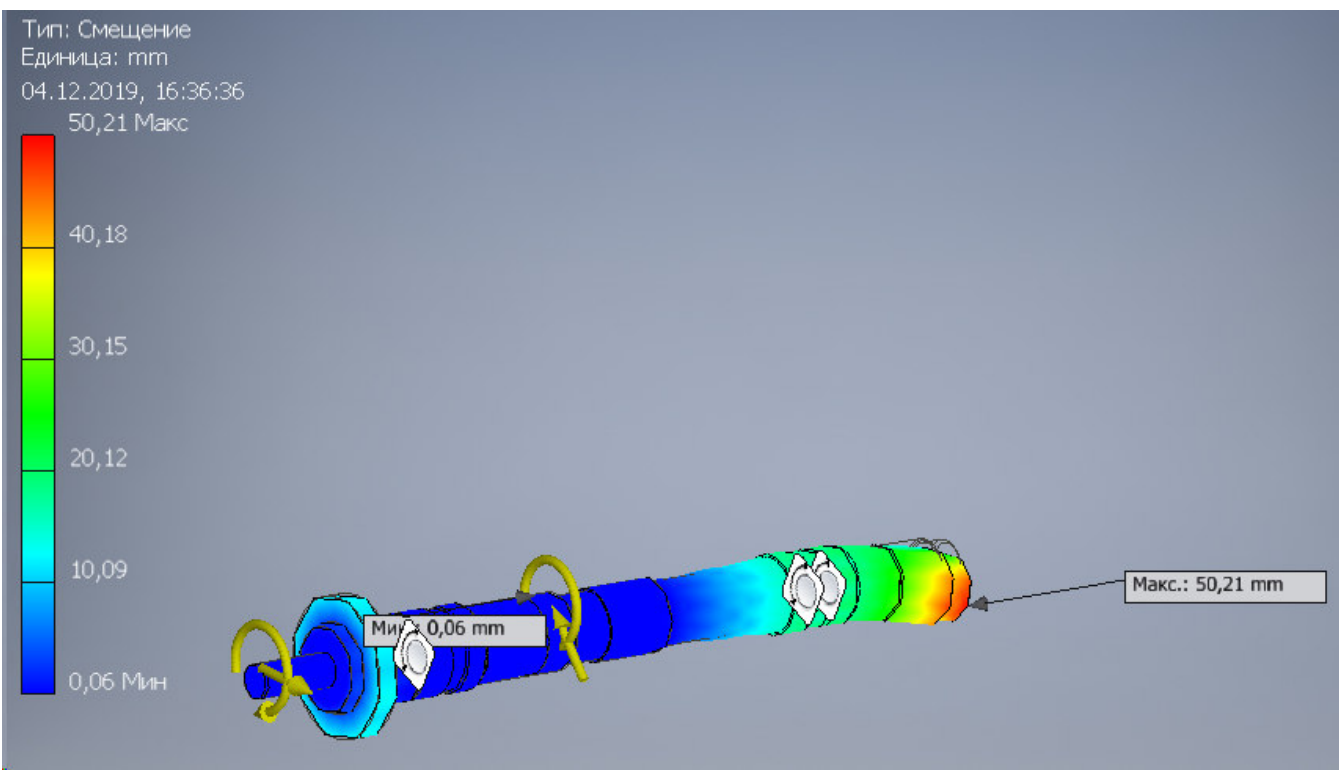
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 1474,70 Hz



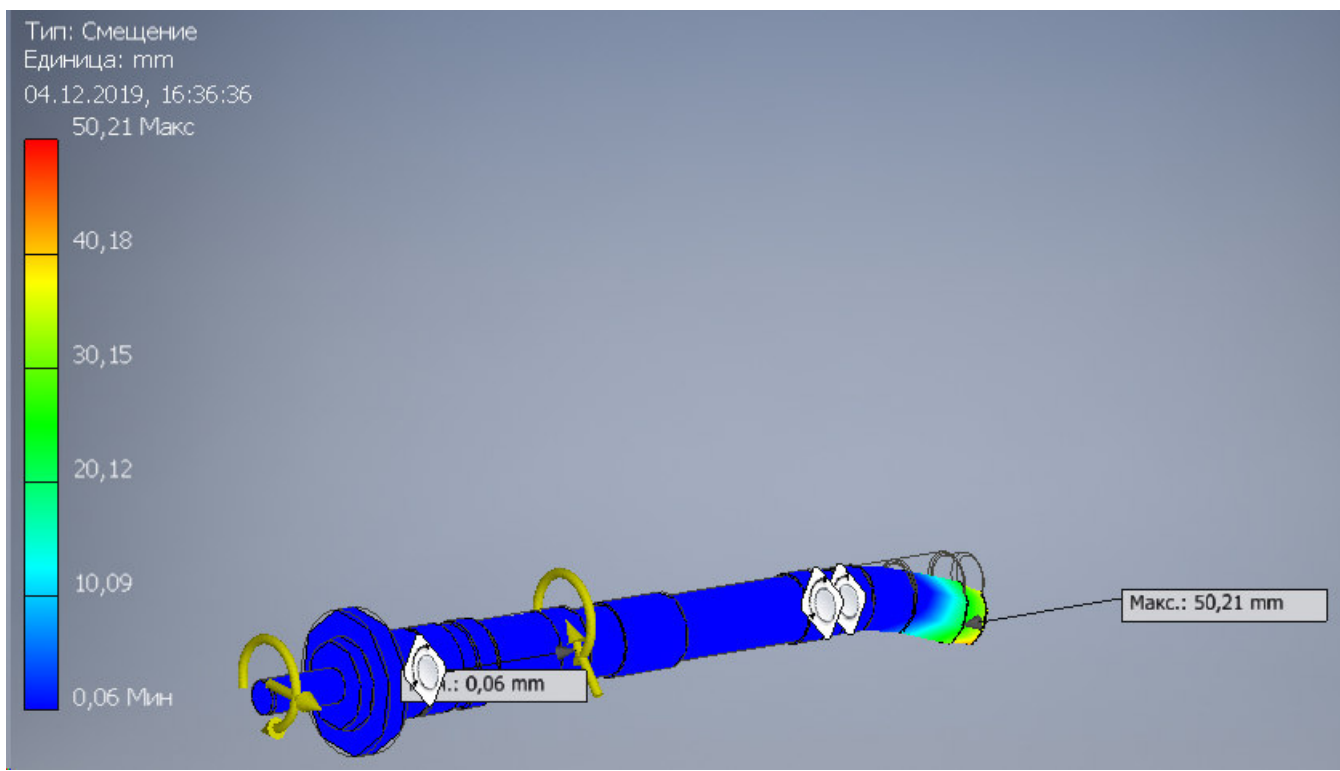
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 1543,09 Hz



Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 1549,94 Hz



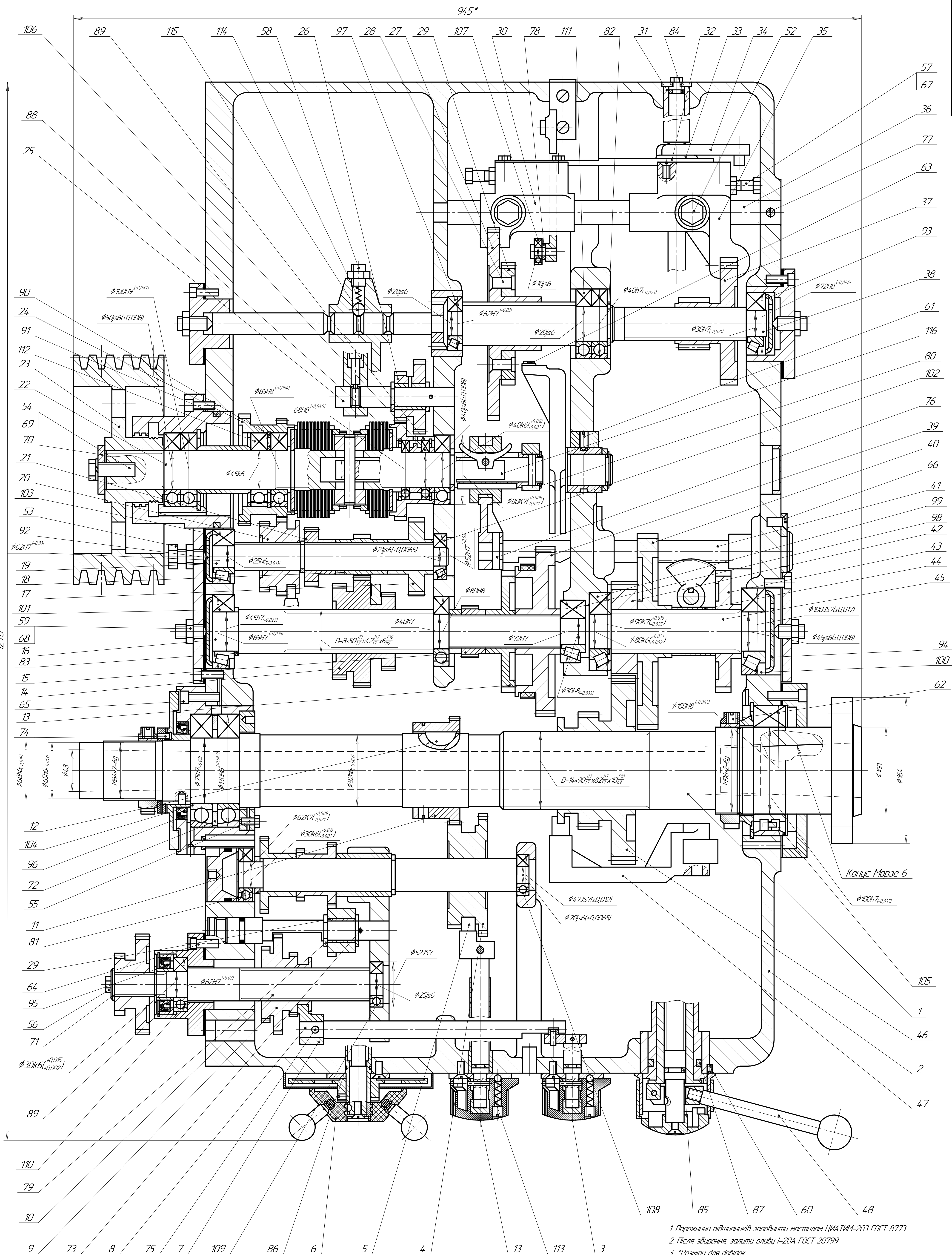
Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 1639,77 Hz



Зміщення шпинделя в результаті дії прикладених навантажень при частоті 1665,00 Hz

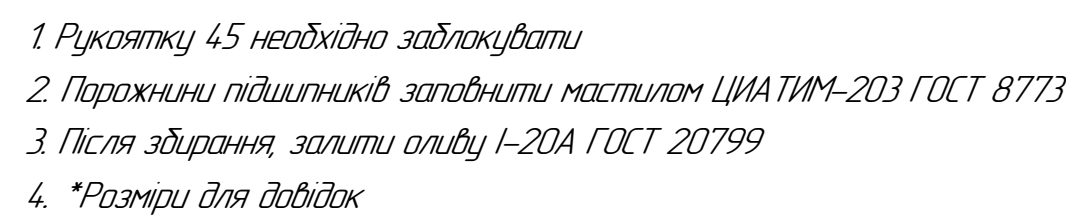
Розробив: _____ / Біленко В.О.

Керівник: _____ / к.т.н. доцент Даниленко О.В.



1. Порожнини підшипників заповнити мастилом ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773.
2. Після збирання, залити оливу І-20А ГОСТ 20799
3. *Розміри для довідок

						МВ-8120мн.МД.203.000 СК						
Экз	Арх	№ докум	Подп	Дата	Разборка приво­ду голодного руху Складальний кресленок				шт	Маса	Момент	
Разработ	Биленко В.О.	Перев	Даниленко ОВ						B		425	12
Г.кантра									Лист		Листів	1
Нкантра	Затв	Протасов С.В.							КПІ ім. Ігоря Сікорського ММ, МВ-81мн			



						МВ-8120мп.МД.302.000 СК						
						Разборка приво­ду головного руко. Технічна пропозиція. Складальний креслений				Лист	Маса	Момент
Экз	Арх	№ докум	Подп	Дата	лп						400	12
Разреш	Биленко В.О.	Даниленко О.В.			Лист					Листів	7	
Глобалт						КПІ ім. Ігоря Сікорського ММ, МВ-81мп						
Нконтр	Протасов С.В.											
Затв												

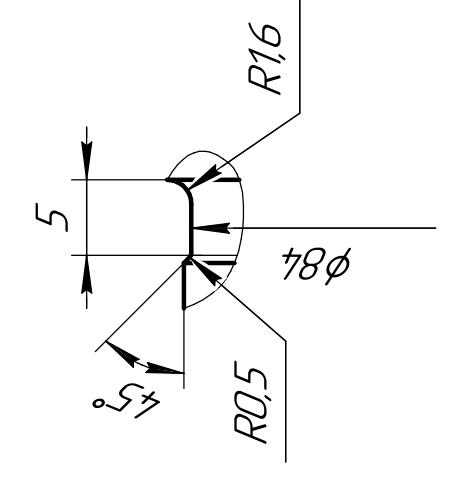
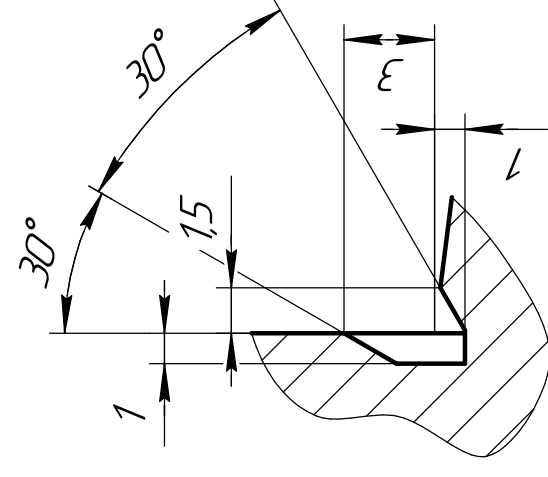
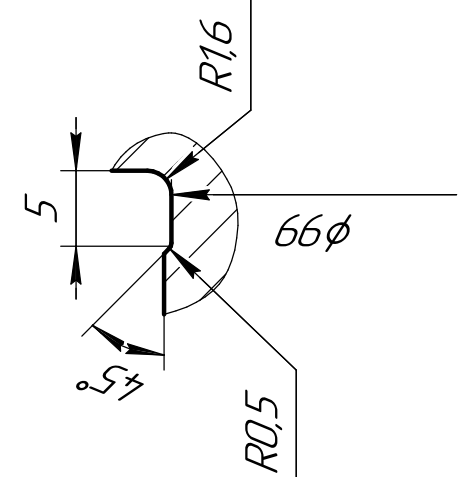
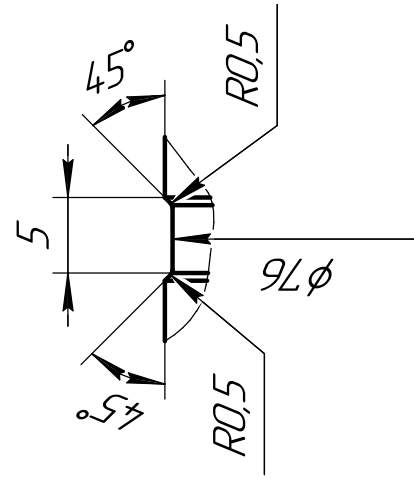
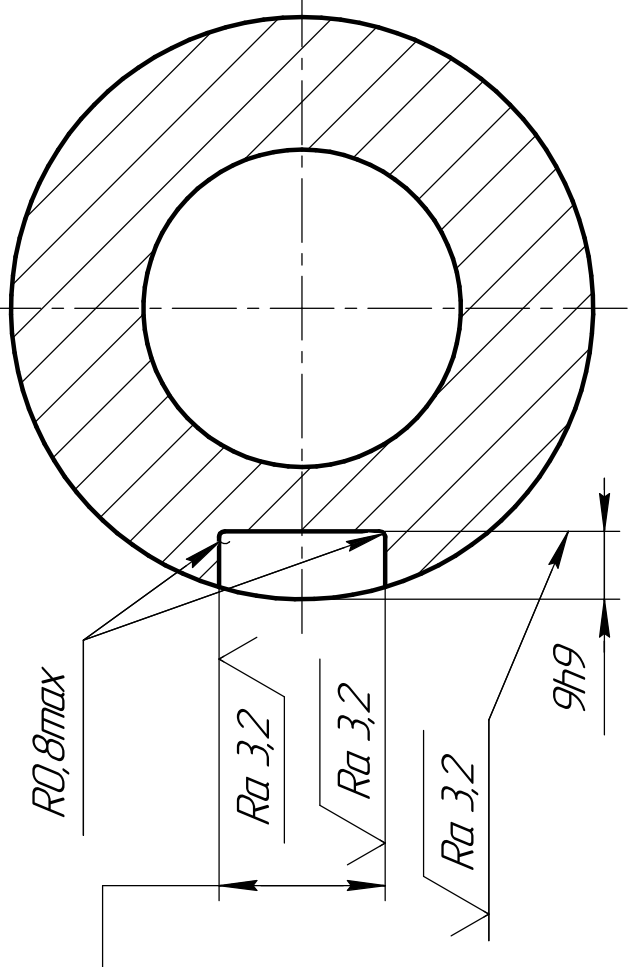
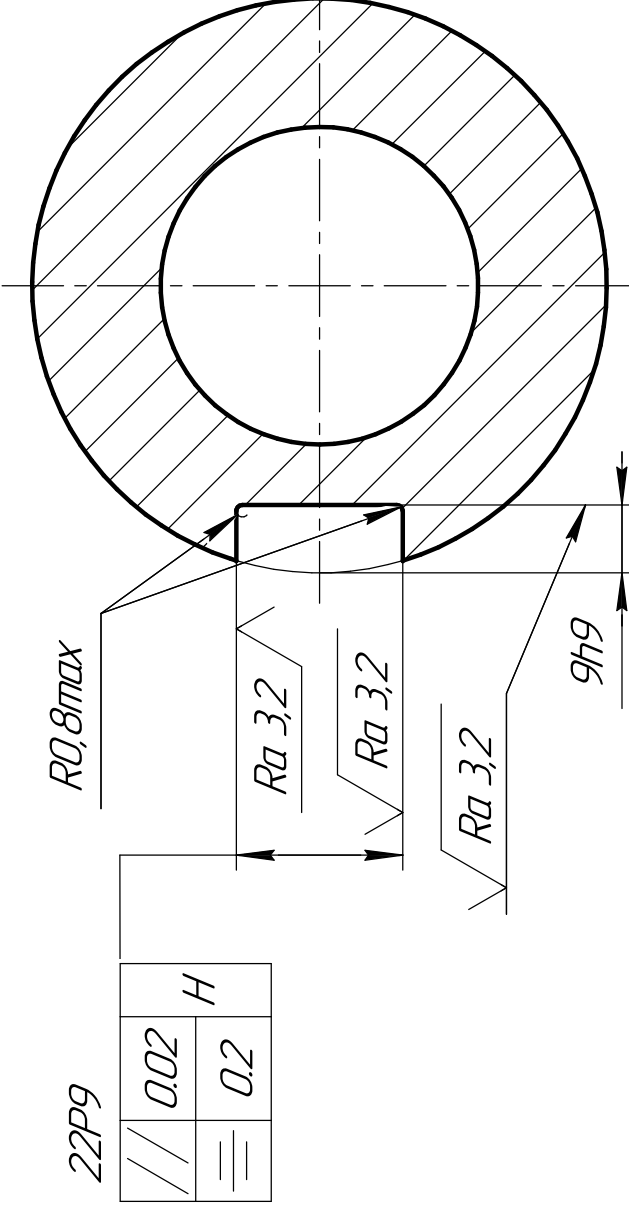
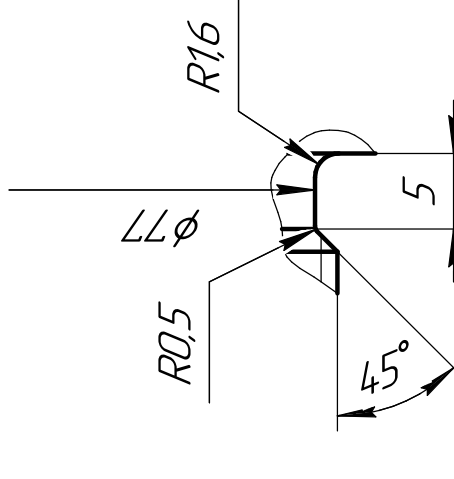
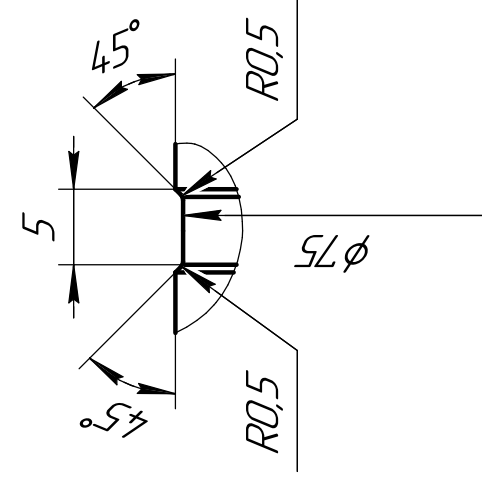
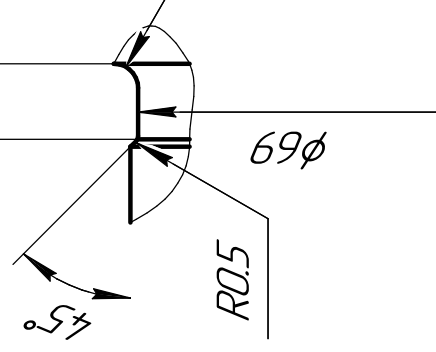
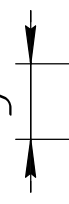
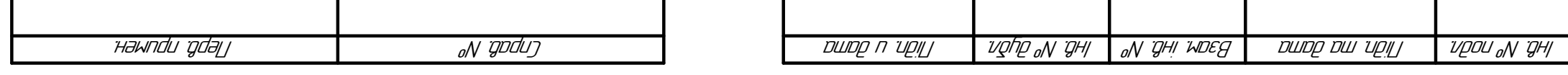
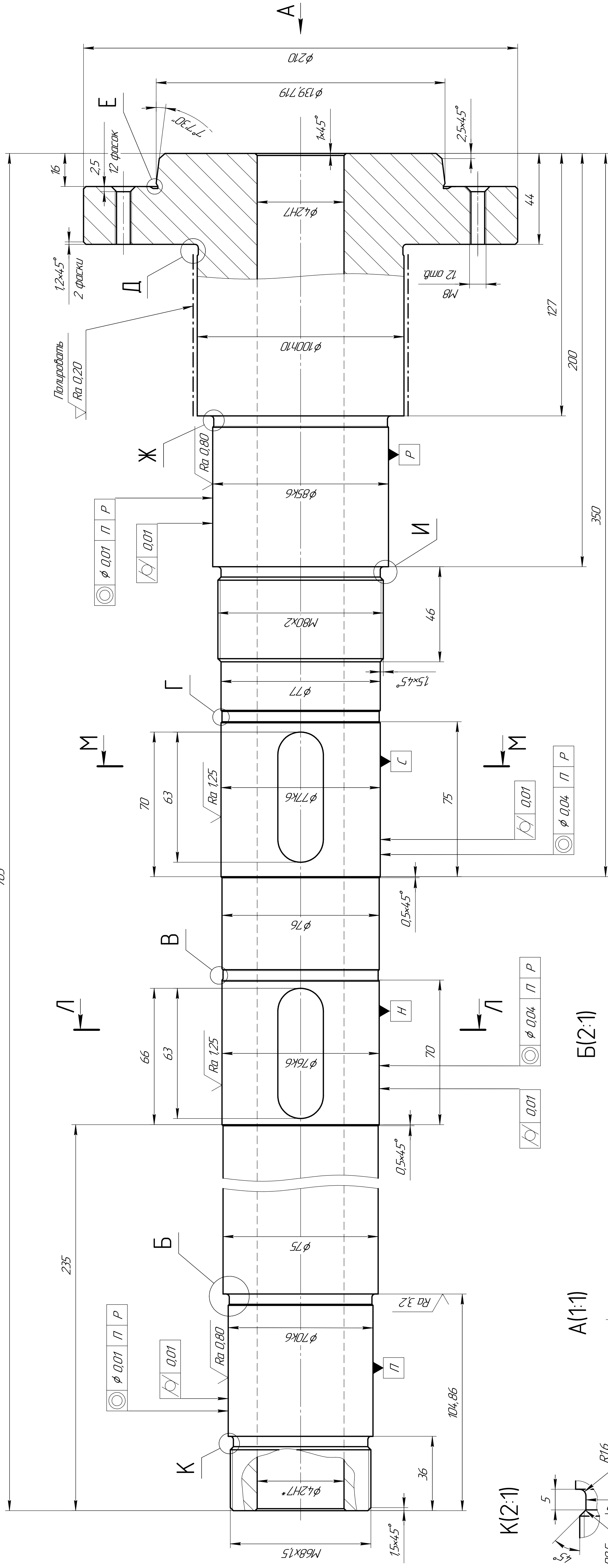
Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
	A4							
	A4				Документація			
	A4							
Справ. №	A1				Завдання на мізістерську дисертацію	2		
				МВ-8120мп.МД.000.000 ПЗ	Пояснювальна записка	130		
	A1			МВ-8120мп.МД.201.000 ЗВ	Токарно-гвинторізний верстат мод. 1К62			
					Загальний вид	1		
				МВ-8120мп.МД.202.000 КЗ	Токарно-гвинторізний верстат мод. 1К62.			
					Схема кінематична принципова	1		
	A1			МВ-8120мп.МД.203.000 СК	Разгортка приводу головного руху 1К62.			
					Складальний кресленик.	1		
	A1			МВ-8120мп.МД.203.001	Шпиндельний вал	1		
	A1			МВ-8120мп.МД.301.000 СК	Токарно-гвинторізний верстат мод. 1К62	1		
					з безступеневим ПГР.			
					Схема кінематична принципова	1		
	A1			МВ-8120мп.МД.302.000 СК	Разгортка приводу головного руху 1К62.			
					Технічна пропозиція.			
					Складальний кресленик.	1		
Інв. № діл	A1				Дефекти підшипників	1		
	A1				Дефекти зубчастих передач	1		
	A1				Результати аналізу напружено-деформованого стану шпинделю			
					в Autodesk Inventor	1		
	A1				Результати модального (частотного) аналізу стану шпинделю в Autodesk Inventor	1		
Взам. інв. №								
	A1							
Подп. и дата								
МВ-8120мп.МД.000.000								
Інв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Диагностування стану металорізального верстату та шляхи зменшення вібрації		
	Разраб.	Біленко В.О.						
	Пров.	Даниленко О.В.						
	Н.контр.							
Утв.						Лит.	Лист	Листов
							1	2
						КПІ ім. Ігоря Сікорського		
						ММІ, МВ-81мп		

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание			
Справ. №											
						Документація					
					МВ-8120мп.МД.203.000 СК	Складальне креслення					
						Деталі					
			1		МВ-8120мп.МД.203.001	Шпindelный вал					
			2		МВ-8120мп.МД.203.002	Корпус					
			3		МВ-8120мп.МД.203.003	Рукоятка					
Подп. и дата					4	МВ-8120мп.МД.203.004	Блок-шестерня				
					5	МВ-8120мп.МД.203.005	Сухарь				
					6	МВ-8120мп.МД.203.006	Рукоятка				
					7	МВ-8120мп.МД.203.007	Вилка				
					8	МВ-8120мп.МД.203.008	Тяга				
					9	МВ-8120мп.МД.203.009	Блок-шестерня				
					10	МВ-8120мп.МД.203.010	Вал				
					11	МВ-8120мп.МД.203.011	Шестерня				
					12	МВ-8120мп.МД.203.012	Шпонка				
					13	МВ-8120мп.МД.203.013	Шестерня				
Инв. № дробл.					14	МВ-8120мп.МД.203.014	Блок-шестерня				
					15	МВ-8120мп.МД.203.015	Шестерня				
					16	МВ-8120мп.МД.203.016	Вал				
					17	МВ-8120мп.МД.203.017	Шестерня				
					18	МВ-8120мп.МД.203.018	Шестерня				
					19	МВ-8120мп.МД.203.019	Вал				
					20	МВ-8120мп.МД.203.020	Блок-шестерня				
					21	МВ-8120мп.МД.203.021	Шестерня				
	Инв. № подл.										
					МВ-8120мп.МД.203.000 СК						
Изм. Лист					№ докум.		Подп.		Дата		
Разраб.					Біленко В.О.						
Пров.					Даниленко О.В.						
Н.контр.											
Утв.											
					Разгортка приводу головного руху Складальний кресленик				Лит. Лист Листов 1 5		
									КПІ ім. Ізгоря Сікорського, ММІ, МВ-81мп		
					Копировал				Формат А4		

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Справ. №										
						Документація				
					МВ-8120мп.МД.302.000 СК	Складальний кресленик				
						Деталі				
			1		МВ-8120мп.МД.302.001	Шпиндельний вал				
			2		МВ-8120мп.МД.302.002	Корпус				
			3		МВ-8120мп.МД.302.003	Рукоятка				
Подп. и дата										
			4		МВ-8120мп.МД.302.004	Блок-шестерня				
			5		МВ-8120мп.МД.302.005	Сухарь				
			6		МВ-8120мп.МД.302.006	Рукоятка				
			7		МВ-8120мп.МД.302.007	Вилка				
			8		МВ-8120мп.МД.302.008	Тяга				
			9		МВ-8120мп.МД.302.009	Блок-шестерня				
			10		МВ-8120мп.МД.302.010	Вал				
			11		МВ-8120мп.МД.302.011	Шестерня				
Инв. № дѣл										
Взам. инв. №										
Подп. и дата										
Инв. № подл.										
					МВ-8120мп.МД.302.000 СК					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						
Разраб.	Біленко В.О.				Разгортка приводу головного руху. Технічна пропозиція. Складальний кресленик			Лит.	Лист	Листов
Пров.	Даниленко О.В.								1	5
Н.контр.								КПІ ім. Ізгоря Сікорського,		
Утв.								ММІ, МВ-81мп		
					Копіював			Формат А4		

[illegible]

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		66		Винт М10-6g×20.22H		
				ГОСТ 17475	1	
		67		Гайка М10-6H.5 ГОСТ 5915	4	
		68		Гайка М16-6H.5 ГОСТ 5915	9	
		69		Шайба 16 65Г ГОСТ6402	1	
		70		Шайба А16.01 ГОСТ6958	1	
		71		Шайба А10.01 ГОСТ11371	2	
		72		Шайба А90.01 ГОСТ11371	1	
		73		Штифт 4h9×30 ГОСТ 10774	8	
		74		Штифт 6h9×15 ГОСТ 10774	2	
		75		Штифт 8h9×36 ГОСТ 10774	2	
		76		Штифт 8h9×45 ГОСТ 10774	1	
		77		Штифт 8h9×60 ГОСТ 10774	1	
		78		Кільце А15 ГОСТ 13940	1	
		79		Кільце А22 ГОСТ 13940	1	
		80		Кільце А35 ГОСТ 13940	2	
		81		Кільце А38 ГОСТ 13940	1	
		82		Кільце А40 ГОСТ 13940	3	
		83		Кільце А45 ГОСТ 13940	3	
		84		Кільце А18 ГОСТ 13941	1	
		85		Кільце А25 ГОСТ 1394	1	
		86		Кільце А30 ГОСТ 13941	3	
		87		Кільце А60 ГОСТ 13941	1	
		88		Кільце А68 ГОСТ 13941	2	
		89		Кільце А70 ГОСТ 13941	1	
		90		Кільце А85 ГОСТ 13941	2	
		91		Кільце А130 ГОСТ 13941	1	
		92		Кришка А61.5 ГОСТ 18511	1	
		93		Кришка А71.5 ГОСТ 18511	1	
		94		Кришка А99.5 ГОСТ 18511	1	
Инд. № подл.	Подп. и дата		Инд. № дѣл		Взам. инв. №	
Инд. № подл.		Подп. и дата			Взам. инв. №	
Инд. № подл.		Подп. и дата			Взам. инв. №	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	МВ-8120мп.МД.302.000 СК	
						Лист
						4



1. Твердість 40,5-49,6 НРС.
2. Невказані граничні відхилення розмірів Н14, н14, $\pm \frac{IT14}{2}$.
3. *Розмір для довідок.

[illegible]